

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh mechanismu pro zdvih břemene u dvouosého manipulátoru

Design of the Two-axis Manipulator Lifting Mechanism

Student:	Petr Hykel
Osobní číslo:	HYP015
Vedoucí bakalářské práce:	doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Hykel**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Návrh mechanismu pro zdvih břemene u dvouosého manipulátoru**
Design of the Two-axis Manipulator Lifting Mechanism
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh mechanismu pro zdvih břemene (přepravované desky z materiálu na bázi dřeva plus přísavkový rám) u dvouosého manipulátoru. Při zpracování spolupracujte s firmou D A S spol. s r. o..

Při návrhu vycházejte ze zadaných výchozích parametrů.

Výchozí parametry:

zdvih (dráha) mechanismu 800 mm
rychlost zdvihu 20 m.min⁻¹
hmotnost přísavkového rámu 180 kg
maximální hmotnost přepravované desky 120 kg
maximální rozměr přepravované desky 2120 x 2800 mm
počet přepravovaných desek minimálně 80 hod⁻¹

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení navrhovaného zařízení,
- detailní konstrukční zpracování celého mechanismu pro zdvih břemene, způsobu kotvení mechanismu zdvihu včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu formátů cca1xA0 doplněnou výrobním výkresem vybrané části navrženého mechanismu.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1]FS_SME_05_003 verze: J *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
[2]ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
[3]NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
[4]KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů.* 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

- [5]KOPÁČEK J. : *Pohony a převody* 1. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita
Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
[6]Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
[7]Literární rešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

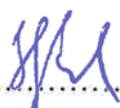
V Ostravě dne 18. května 2020


.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů, nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a §60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020


.....
Podpis autora práce

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HYKEL, P. *Návrh mechanismu pro zdvih břemene u dvouosého manipulátoru: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 63s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem uzlu zdvihu břemene u dvouosého manipulátoru pro společnost D A S spol. s r. o. Cílem je navrhnout optimální pohon zdvihu a upravit nosný rám tak, aby vše splňovalo veškeré zadané parametry. V úvodní části práce je zpracován krátký přehled manipulačních zařízení a druhů pohonů. Srovnáním možných variant je navržen nejvhodnější druh motoru a celého mechanismu pro zdvih břemene u tohoto zařízení. V další části práce je zpracován konstrukční návrh pohonu zdvihu a také konstrukční návrh a pevnostní kontrola nosného rámu a nosníku vodorovného pojezdu. Dále je zhotoven projekční výkres uzlu zdvihu a výrobní výkres nosného rámu manipulátoru.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

HYKEL, P. *Design of the Two-axis Manipulator Lifting Mechanism: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020, 63s. Thesis head: Kovář, L.

The bachelor's thesis deals with the design of a load lifting unit for a two-axis manipulator for the company D A S, LLC. The main objective is to design the optimal stroke drive and to adjust the supporting frame so that everything meets all the specified parameters. The introductory part of the work focuses on brief overview of handling equipment and drive types. Based on the comparison of possible variants, the following section proposes the most suitable type of motor and the whole mechanism for lifting the load of this device. In the next part of the work, the construction of the stroke drive is proposed, as well as the structural design and strength control of the supporting frame and horizontal travel beam. Furthermore, a design drawing of the stroke node and a production drawing of the supporting frame of the manipulator are made.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
1 Úvod.....	13
1.1 Seznámení s firmou	13
1.2 Stanovení cíle práce	13
2 Manipulační zařízení.....	14
2.1 Jednoúčelové manipulátory	15
2.2 Univerzální manipulátory	15
3 Pohony u manipulátorů.....	16
3.1 Mechanické pohony	16
3.2 Elektrické pohony	17
3.3 Pneumatické pohony	18
3.4 Hydraulické pohony	19
3.5 Porovnání jednotlivých pohonů	20
4 Druhy elektrických pohonů	21
4.1 Elektrické pohony s asynchronními motory	21
4.2 Elektrické pohony se stejnosměrnými motory	22
4.3 Elektrické pohony se synchronními motory	23
4.4 Elektrické pohony s krokovými motory	24
4.5 Elektrické pohony s lineárními motory	24
4.6 Servomotory	25
4.7 Porovnání jednotlivých elektrických pohonů	26
5 Návrh mechanismu pro zdvih břemene.....	28
5.1 Ozubený hřeben a pastorek.....	28
5.2 Řetězový mechanismus	28
5.3 Pohon pohybovým šroubem a maticí	29
5.4 Porovnání jednotlivých mechanismů	30

6	Konstrukční návrh pohonu zdvihu.....	31
6.1	Návrh vedení přísavkového rámu	32
6.1.1	Výpočet sil působících na kola pojezdu	32
6.1.2	Návrh typu a velikosti pojezdových kladek	35
6.1.3	Výpočet odporu ve vedení pojezdových kol	36
6.2	Výpočet potřebných parametrů pro výběr pohonu	37
6.3	Návrh a pevnostní výpočet pastorku a hřebene	39
6.3.1	Návrh pastorku a hřebene	39
6.3.2	Pevnostní výpočet pastorku a hřebene	40
6.4	Výběr typu a velikosti elektrického motoru a převodovky	44
6.4.1	Kontrola parametrů vybraného motoru s převodovkou	45
6.5	Návrh hřídele	48
6.5.1	Návrh a výpočet průměru hřídele pohonu	49
6.5.2	Výpočet sil působících na hřídeli.....	50
6.6	Návrh ložisek	52
7	Konstrukční návrh nosného rámu.....	54
7.1	Návrh nosného rámu	54
7.2	Pevnostní kontrola nosného rámu	55
7.3	Návrh nosníku pojezdu.....	57
7.4	Pevnostní kontrola nosníku pojezdu	57
8	Závěr.....	59
9	Seznam použité literatury	61
10	Seznam příloh.....	63

Seznam použitých značek a symbolů

m_c	hmotnost celková	[kg]
m_{PH}	hmotnost přesouvaných hmot	[kg]
m_{PR}	hmotnost přísavkového rámu	[kg]
m_{ost}	max. hmotnost doplňujících zatížení	[kg]
F_G	tíhová složka zátěže	[N]
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
L	vzdálenost mezi pojezdovými kladkami	[mm]
x	vzdálenost bodu záběru zubu od osy posuvu	[mm]
F_{DX}	reakce ve vazbách ve směru osy x (horní pojezd)	[N]
F_{BX}	reakce ve vazbách ve směru osy x (dolní pojezd)	[N]
F_{2T}	tečná síla působící v záběru pastorku	[N]
F_{2R}	radiální síla působící v záběru pastorku	[N]
F_{2N}	normálová síla působící v záběru pastorku	[N]
α	úhel záběru zubu	[°]
F_D	výsledná síla působící na jedno kolo zatížené	[N]
M_{VD}	moment valivého odporu jedno kolo zatížené	[N·m]
ξ	rameno valivého odporu	[mm]
F_V	výsledná síla k překonání valivého odporu ve vedení	[N]
v_{min}	minimální rychlost zdvihu	[m·s ⁻¹]
v_{max}	maximální rychlost zdvihu	[m·s ⁻¹]
a	zrychlení	[m·s ⁻²]
F_{akcel}	setrvačná síla	[N]
F_{max}	výsledná maximální síla v ose posuvu	[N]
m	modul ozubení	[mm]
z	počet zubů pastorku	[-]

n_{pas}	maximální otáčky pastorku	[min ⁻¹]
d_p	roztečný průměr pastorku	[mm]
$M_{p\ max}$	maximální moment na pastorku	[N·m]
η_{PH}	účinnost převodu pastorek a hřeben	[-]
$P_{p\ max}$	maximální výkon na pastorku	[kW]
V_{HV}	nejmenší tvrdost pastorku a hřebene	[-]
σ^0_{Hlim}	mez únavy v dotyku	[MPa]
σ^0_{Flim}	mez únavy v ohybu	[MPa]
R_e	mez kluzu	[MPa]
d_{a1}	průměr hlavové kružnice pastorku	[mm]
d_{b1}	průměr základní kružnice pastorku	[mm]
h_a	výška hlavy zubu	[mm]
F_t	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici	[N]
ε_α	součinitel záběru zubu	[-]
σ_H	napětí v dotyku ve valivém bodě	[MPa]
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku	[MPa]
Z_F	součinitel mechanických vlastností materiálu	[MPa]
Z_H	součinitel tvaru spolu zabírajících zubů	[-]
Z_ε	součinitel součtové délky dotykových křivek boku zubů	[-]
b_{wH}	pracovní (aktivní) šířka ozubení pro výpočet na ohyb	[mm]
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
$K_{H\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
K_{HV}	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
σ_{Hlim1}	mez únavy v dotyku materiálu pastorku	[MPa]

σ_{Hlim2}	mez únavy v dotyku materiálu hřebene	[MPa]
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů	[-]
S_{Hmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti	[-]
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{tl}	[MPa]
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{tl}	[MPa]
F_{t1}	obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici	[N]
K_{AS}	součinitel vnějších dynamických sil	[-]
σ_F	ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu	[MPa]
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	[MPa]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_β	součinitel sklonu zubu	[-]
Y_ε	součinitel vlivu záběru profilu	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
K_{FV}	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
σ_{Flimb1}	mez únavy v ohybu materiálu pastorku	[MPa]
σ_{Flimb2}	mez únavy v ohybu materiálu hřebene	[MPa]
S_{Fmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti	[-]
σ_{Fmax}	největší místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	[MPa]
σ_{FSt1}	pevnost v ohybu při největším zatížení pastorku	[MPa]
σ_{FSt2}	pevnost v ohybu při největším zatížení hřebenu	[MPa]
$i_{1,2}$	skutečný převodový poměr	[-]
M_N	skutečný moment na výstupu z převodovky	[N·m]
n_m	otáčky motoru	[min ⁻¹]
M_M	skutečný moment motoru	[N·m]
P_N	skutečný výkon motoru	[kW]

c	maximální přetížení daného motoru	[-]
t_R	doba rozběhu	[s]
ε_2	úhlové zrychlení pastorku	[rad·s ⁻²]
ε_1	úhlové zrychlení motoru	[rad·s ⁻²]
M_{RED}	redukovaný moment na hřídel motoru	[N·m]
J_{pas}	redukovaný moment setrvačnosti na pastorku	[kg·m ²]
J_{mRED}	redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru	[kg·m ²]
M_D	dynamický moment motoru	[N·m]
$M_{M\ max}$	požadovaný moment motoru	[N·m]
$P_{M\ max}$	požadovaný výkon motoru	[kW]
k	aplikační faktor	[-]
d'	výpočtový průměr hřídele pastorku	[mm]
d	skutečný průměr hřídele pastorku	[mm]
b	šířka pera	[mm]
h	výška pera	[mm]
t_1	hloubka drážky v náboji	[mm]
p	vypočtený stykový tlak pera	[MPa]
p_D	dovolený stykový tlak pera	[MPa]
l'	vypočtená minimální délka pera	[mm]
l	skutečná délka pera	[mm]
R_{Ax}	reakce ve vazbách ve směru osy x	[N]
R_{Bx}	reakce ve vazbách ve směru osy x	[N]
R_{Ay}	reakce ve vazbách ve směru osy y	[N]
R_{By}	reakce ve vazbách ve směru osy y	[N]
L_{10h}	základní životnost ložiska	[hod]

1 Úvod

V dnešní době jsou manipulátory používané především při manipulaci s materiálem a stále více nahrazují lidského činitele. Stávají se tak nezbytnou součástí rozsáhlé automatizace technologických procesů vyspělé společnosti.

Předmětem této bakalářské práce, jejíž téma bylo navrženo firmou D A S spol. s r. o., je konstrukční návrh uzlu pro zdvih břemene u dvouosého manipulátoru. Požadována výška zdvihu činí 800 mm, rychlost zdvihu min. 20 m/min a celková provozní nosnost 300 kg - ta je rozdělena na přísavkový rám o hmotnosti 180 kg a přepravovaný materiál o max. hmotnosti 120 kg.

Tento typ dvouosého manipulátoru se používá pro přemisťování velkoplošného deskového materiálu, přičemž v jedné ose „vertikální“ dochází k úchopu materiálu a ve druhé ose „horizontální“ k přesunu tohoto materiálu do požadovaného místa.

1.1 Seznámení s firmou

Firma D A S spol. s r. o. vznikla v roce 1993 a v současnosti je jedna z předních výrobců dopravní a manipulační techniky, válečkových, řetězových a pásových dopravníků [1].

Společnost má sídlo ve Frýdku-Místku a je rozdělena na:

- **Divize vývoj a engineering** (návrhy systému manipulace, konstrukce speciálních manipulačních zařízení, konstrukce strojů na zakázku, zpracování dílenské dokumentace)
- **Divize kovoobrábění** (soustružení, frézování, broušení, výroba ozubených a řetězových kol, výroba náhradních dílů)
- **Divize elektromontáže** (silnoproudé a slaboproudé rozvody, výroba rozvaděčů, řídicí systémy)
- **Divize výroba strojů a zámečnictví** (zařízení pro dopravu, manipulaci a skladování, zvedací zařízení, zakázková výroba strojů)

1.2 Stanovení cíle práce

- a) Zpracovat přehled pohonů, které je možno použít pro zdvih podle zadaných technických parametrů
- b) Navrhnout optimální pohon pro konstrukční uzel zdvihu
- c) Navrhnout konstrukční řešení nosného rámu
- d) Kontrola navrženého řešení

2 Manipulační zařízení

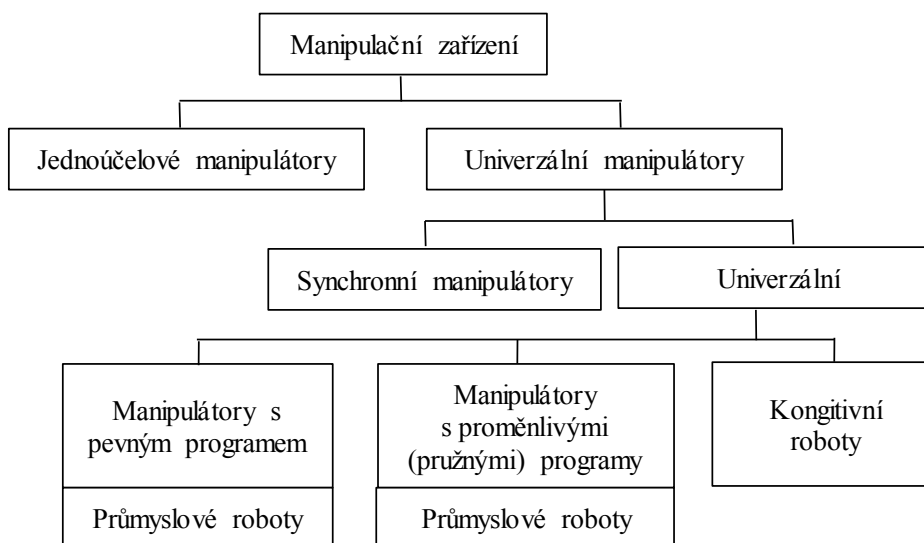
Manipulační zařízení jsou stroje navržené speciálně pro přemísťování a manipulaci s materiálem. Manipulátory, roboty, automatická ruka nebo podávací zařízení jsou názvy pro univerzální automatizované zařízení vykonávající pohyby podobné lidské paži a vedou k rozsáhlé automatizaci technologických procesů a tvoří materiální a technickou základnu současné moderní společnosti.

Dnešní manipulátory se postupně vyvíjely a navazovaly na své technické předchůdce, kterými byly jednoduchá manipulační zařízení či různé mechanické ruce, jejichž cílem bylo zmenšit námahu, zajistit větší bezpečnost práce a zkrátit vedlejší časy v různých výrobních provozech (např. při obrábění, kování, tváření). Současné manipulační zařízení jsou však na rozdíl od svých předchůdců programově řízené a velmi univerzální.

Některé manipulátory nazýváme *roboty*. Tento název přísluší manipulatorům s vyšší úrovní řízení (vedoucí k autonomnímu chování u kognitivních robotů), vysokou univerzalitou a širokým spektrem činnosti [2].

➤ Rozdělení manipulačních zařízení

Manipulační zařízení jsou používány pro manipulaci s předměty, jde tedy o typickou oblast pro nasazení průmyslových robotů a manipulatoru, dále už jen PRAm, které můžeme rozdělit do příslušných skupin a na jednotlivé typy těchto zařízení [2].



Obr. 1 Rozdělení manipulačních zařízení [2]

2.1 Jednoúčelové manipulátory

Jednoúčelové manipulátory mají omezenou funkci a jsou určeny pro manipulaci s jedním určitým předmětem nebo také s více předměty, které jsou si však geometricky a rozsahově podobné. Tyto prováděné funkce jsou jednoduché, většinou se jedná o výměnu nástroje či opracovávaného předmětu (např. obrobku) nebo podávání a vyjímání materiálů ze stroje. Jedná se mnohdy o součást obsluhovaného stroje, se kterým tvoří tyto manipulátory nedílný celek. Často nemají ani vlastní pohon a konstrukčním provedením jsou tomuto stroji podřízeny. Většinou nesou název podávací zařízení, podavače [2][3].



Obr. 2 Podavač tyčí Spacesaver SS2220 [6]

2.2 Univerzální manipulátory

Univerzální manipulátory jsou samostatné mechanismy a nejsou závislé na obsluhovaném stroji. Svým konstrukčním provedením, vlastním řízením a způsobem pohonu mají univerzální (víceúčelové) využití – lze je použít k současné obsluze několika strojů či na různých pracovištích [2].

Jejich nespornou výhodou je větší rozsah manipulačních možností a použitelnosti, která není omezena typem strojů ani součástí. Rozhodující je především rozsah jednotlivých pohybů, maximální zatížení, přesnost polohování a také kinematické parametry.



Obr. 3 Univerzální manipulátor [7]

3 Pohony u manipulátorů

Pohony manipulátorů můžeme rozlišit na tyto typy:

- Mechanický pohon
- Elektrický pohon
- Pneumatický pohon
- Hydraulický pohon

Každý z těchto typu pohonů má své přednosti, ale také nedostatky, které musíme brát v úvahu při řešení konstrukce podle zadaných parametrů a podle charakteru předpokládané aplikace. Přesnost možného polohování závisí na vlastnostech pohonu a na způsobu řízení a zpětné vazby. Každý pohon je složen z motoru a příslušného ovládacího bloku [2].

3.1 Mechanické pohony

Princip:

U manipulátorů s mechanickými pohony je pohybový mechanismus výstupní hlavice spojen s pohonem jiného zařízení (není opatřen vlastním motorem). Nejčastěji je tímto zařízením pohon výrobního stroje, kterým je daný manipulátor obsluhován. Část pohybových mechanismů má vlastní motor, u ostatních pohybů se setkáváme s napojením ve vhodném místě jejich kinematického řetězce, nejčastěji vačkami, rovinnými šablonami a pákovými převody [2].

Použití:

Mechanických pohonů se využívá především u jednodušších manipulátorů, jako jsou například jednoúčelové podavače konstruované většinou jako součást stroje.

Výhody:

Mezi hlavní přednosti mechanického pohonu patří jednoduchost a spolehlivost, a to v oblasti vazby mezi jednotlivými pohyby manipulátoru. Dále také spolehlivost synchronní činnosti se zařízením, se kterým je pohybový mechanismus manipulátoru spojen.

Nevýhody:

Velkým nedostatkem je konstrukční složitost manipulátoru jako celku. Tato složitost se projevuje zejména u provedení se společným vstupem pro několik pohybových mechanismů a také při větší odlehlosti vstupu a výstupu [2].

Další nevýhodou u těchto pohonů je obtížný přenos nezávislého pohybu na prvek, který je přemísťován.

3.2 Elektrické pohony

V současnosti zaujímají elektrické pohony u průmyslových robotů a manipulátorů významné místo.



Obr. 4 Manipulátor s elektrickým pohonem [8]

Výhody:

- přístup energie z veřejné sítě (není potřeba vlastního zdroje energie),
- jednoduchý rozvod energie,
- hromadně rozšířené a typizované prvky,
- snadná údržba a čistota provozu,
- snadné spojení s řídicími systémy bez nutnosti mít převodníky energie.

Nevýhody:

- složitější realizace přímočarých pohybů,
- jsou v porovnání s hydromotory rozměrnější (pro stejný výkon), z tohoto důvodu se u PRaM větších výkonů dává přednost hydraulickému pohonu.

U elektrických motorů je nezbytný spojovací převod, protože nemohou být přímo spojovány s pohybovými jednotkami z důvodu velikosti výstupních otáček [2].

3.3 Pneumatické pohony

Pneumatické pohony jsou vhodné především pro manipulatory s menšími výkony ($< 1 \text{ kW}$) a s jednoduššími pracovními cykly. Výkon bývá omezen provozním tlakem, který u centrálních rozvodů činí max. 0,6 MPa. Pokud použijeme samostatný kompresor, můžeme pracovat s tlakem až do 1 MPa [2].



Obr. 5 Pneumatický manipulátor [9]

Výhody:

- schopnost dosáhnout rychlých přímočarých pohybů s velkými zdvihy,
- jednoduchost konstrukce pohonu,
- možnost činnosti i ve výbušném prostředí a v provozech s nebezpečím vznícení,
- pneumatický pohon je (ve srovnání s pohonem hydraulickým) rychlejší a umožňuje měkčí rozběh a brždění.

Nevýhody:

- obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení,
- obtížné udržení rovnoměrného pohybu,
- poměrně drahý provoz v porovnání k ceně elektrického proudu.

Pneumatický pohon pracuje na podobné bázi jako pohon hydraulický, tj. využívá jako pracovní médium tekutinu (označováno jako tekutinový pohon či mechanismus). To znamená, že také podobně realizuje stejné typy funkcí a provedení většiny prvků je konstrukčně stejné.

Pro manipulátory se především používají motory s přímočarým pohybem (tzv. pneumatické válce), rotační pneumatické motory a pneumatické motory s kývavým pohybem [2].

3.4 Hydraulické pohony

Hydraulický pohon můžeme v současné době označit jako základní typ pohonu těžkých manipulátorů. Rozlišujeme tyto typy hydromotorů: rotační (zubové, lamelové, šroubové a pístové), hydromotory s přímočarým pohybem (hydraulické válce) a s kývavým pohybem [2].



Obr. 6 Hydraulický manipulátor [10]

Výhody:

- velká tuhost a konstrukční kompaktnost,
- výhodné dynamické vlastnosti díky nízké hmotnosti pohybujících se částí,
- schopnost dosáhnout malé rychlosti bez převodů a plynulého řízení rychlosti,
- vysoká účinnost a spolehlivost.

Nevýhody:

- potřeba samostatného (odděleného) energetického bloku,
- závislost na teplotě (změna viskozity a tím i změna tlakových poměrů),
- hořlavost pracovních kapalin,
- obtížné dosažení vyšších pohybových rychlostí.

3.5 Porovnání jednotlivých pohonů

Podle průzkumu výše a porovnání jednotlivých pohonů dle zvolených kritérií v tab. 1 je pro zadanou aplikaci jednoznačně nejvýhodnější použití elektrického pohonu.

Tab. 1 Porovnání jednotlivých typů pohonů dle zvolených kritérií

Kritérium hodnocení	Mechanický pohon	Elektrický pohon	Pneumatický pohon	Hydraulický pohon	Ideál
Vstupní energie	1	4	2	1	4
Poměr výkonu k hmotnosti	3	4	4	2	4
Maximální výstupní síla	2	3	2	4	4
Přenášená hmotnost	2	3	1	4	4
Přesnost polohování	3	3	2	3	4
Možnost řízení	1	4	2	2	4
Závislost na teplotě	3	3	2	1	4
Těsnost	4	4	1	1	4
Účinnost a spolehlivost	3	3	3	2	4
Provozní náklady	4	4	2	1	4
Servisní náklady	3	4	4	1	4
Průměr hodnocení	2,64	3,55	2,27	2,00	4
Pořadí	2.	1.	3.	4.	

V tabulce výše jsou zobrazeny silné a slabé stránky jednotlivých pohonů. Hodnocení je následující ("1" nejhorší a "4" nejlepší).

4 Druhy elektrických pohonů

4.1 Elektrické pohony s asynchronními motory

Asynchronní motory s kotvou nakrátko jsou nejjednodušším typem elektrického pohonu. Pro menší výkony (do 1,2 kW) se používají jednofázové motory s pomocnou fází a kondenzátorem a pro větší výkony se používají asynchronní motory trojfázové.

Tyto motory jsou vhodné pro jednodušší manipulátory s charakteristickými jednoduššími pracovními cykly. Smysl pohybu se mění pomocí reverzačních elektromagnetických spojek v kombinaci s brzdami, anebo přímo elektromotorem přepnutím fáze. Jednotlivé polohy zastavení se nastavují pomocí koncových spínačů, podle kterých dojde k vypnutí motoru a sepnutí brzdy [2].

Otáčky je možno regulovat následujícím způsobem:

- a) Změnou kmitočtu napětí f . Pomocí kmitočtového měniče (tyristorový).
- b) Změnou počtu pólů p .
- c) Změnou skluzu s (tj. odporu elektromotoru). V praxi se téměř nepoužívá.



Obr. 7 Asynchronní motor od fy LENZE [11]

Výhody:

Hlavní předností asynchronních motorů je jejich jednoduchá konstrukce, jednoduchá údržba a také spolehlivost.

Nevýhody:

V porovnání se stejnosměrnými motory mají horší účinnost a jsou těžší oproti jiným typům motorů o stejném výkonu.

4.2 Elektrické pohony se stejnosměrnými motory

Stejnosměrné motory jsou jedny z nejrozšířenějších typů elektrických pohonů u manipulátorů menších výkonů. Hlavním důvodem je možnost plynulé regulace otáček v poměrně velkém rozsahu a to při malých energetických ztrátách. Tyto motory jsou menších rozměrů a mají velkou účinnost a velký záběrový moment [2].



Obr. 8 Stejnosměrný motor od fy RAVEO [12]

Výhody:

- plynulá regulace otáček,
- schopnost docílit jakýchkoli otáček bez ohledu na počet pólů.

Nevýhody:

- složitější než asynchronní motory, náročnější na provoz a na údržbu,
- nedostatkem je kolektor ovlivňující spolehlivost pohonu a komplikující konstrukci,
- možné jiskření na kolektoru a pro některé aplikace je nutné použití speciálního hermetického provedení motoru,
- vyšší moment setrvačnosti a větší třecí síly.

Pro řízení pohybové frekvence (otáček) u stejnosměrných motorů se nejvíce používá změna napětí v obvodu kotvy.

Stejnosměrné motory můžeme rozdělit podle způsobu budícího vinutí na:

- a) Stejnosměrné motory s paralelním buzením (derivační)
- b) Stejnosměrné motory se sériovým buzením (sériové)
- c) Stejnosměrné motory s cizím buzením

4.3 Elektrické pohony se synchronními motory

Synchronní motory se používají pro aplikace s konstantními rychlostmi. Jejich nevýhodou je menší citlivost na zkratové skoky či poklesy napětí sítě v místech odběru. Tyto výkyvy napětí efektivně kompenzuje síťový účinník [5].

Použití pro zařízení, které:

- mají větší výkon a případně menší rychlost otáčení,
- nevyžadují časté spouštění ani reverzaci chodu,
- pracují s neproměnnou rychlostí a málo se měnícím zatížením,
- mají dosahovat větší účinnosti a lepšího síťového účinníku než při pohánění indukčním motorem,
- přímo vyžadují kompenzaci síťového účinníku.



Obr. 9 Synchronní motor od fy NORD [13]

Pro těžké případy rozběhových podmínek se používají motory s masivními póly a naopak pro pohony s lehkými rozběhy motory s lištěnými póly.

V orientačním porovnání s asynchronním motorem je synchronní motor:

- rovnocenný při rychlosti pod 250 min^{-1} a pro výkony nad 400 až 500 kW,
- výhodnější pro jakoukoli rychlost otáčení při výkonech nad 2 MW,
- výhodnější pro rychlost otáčení 3000 min^{-1} a výkony nad 750 kW při přímém spojení hřídele motoru a poháněného zařízení [5].

4.4 Elektrické pohony s krokovými motory

Krokové motory se u manipulátoru také občas používají, a to jak u pohybových jednotek, tak i jejich úchopných částí. Stejně odezvy motoru lze dosáhnout změnou frekvence a přiváděných impulsů. Pomocí transformačního bloku se pak převádí úhlové natočení a je možné docílit požadovaného zdvihu. V transformačním bloku se odehrává změna charakteru pohybu.

Poloha je regulovaná bez zpětné vazby a závisí na vysílaných impulsech, resp. na velikosti jejich chyb.

Krokové motory se vyznačují malým krouticím momentem, který je nepřímo závislý na frekvenci impulsů. A proto se používá zesilovač, který se zařazuje mezi výstup motoru a poháněnou část. U manipulátorů to bývá nejčastěji zesilovač hydraulický [5].



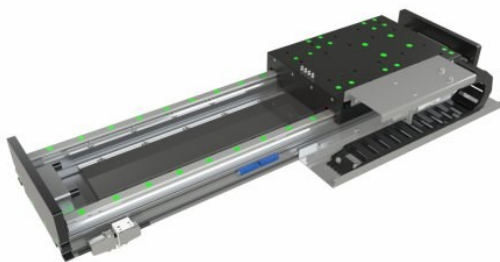
Obr. 10 Krokový motor [14]

4.5 Elektrické pohony s lineárními motory

Lineární motory jsou perspektivním hnacím prvkem, který se již dnes ve značné míře používá také u manipulátorů. Uplatní se zejména v pojezdových ústrojích manipulátorů a jednoduchých manipulátorů bez větších nároků na polohovou přesnost.

Jejich předností je jednoduché konstrukční uspořádání a vysoké rychlosti posuvu 6 až 8 m.s⁻¹ synchronní rychlosti.

Hlavní nevýhodou je vysoká hmotnost motoru na jednotku přenášeného výkonu, značné vnější rozměry a také pořizovací cena [2].



Obr. 11 Lineární motor LMU250 [15]

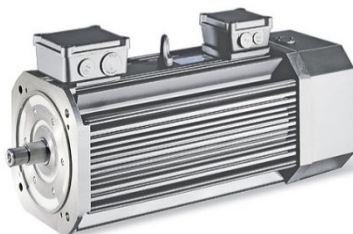
4.6 Servomotory

Servomotory jsou vhodné pro aplikace vyžadující polohovací přesnost a dynamiku. Společně s frekvenčními měniči umožňují přesné a opakující se pohybové frekvence. U servomotorů můžeme také velmi dobře řídit přesnou polohu natočení výstupní hřídele, krouticí moment nebo také rychlost.

Podle aplikace a velikosti točivého momentu se servomotory dělí na asynchronní servomotory a synchronní servomotory.

- **Asynchronní servomotory**

Jsou vhodné pro aplikace, kde je vyžadován přesný regulovaný pohyb a zároveň malý zástavbový objem. Další velkou výhodou jsou nízké momenty setrvačnosti.



Obr. 12 Asynchronní servomotor MCA [11]

- **Synchronní servomotory**

Jsou vhodné pro aplikace, které vyžadují vysokou dynamiku, přesný regulovaný pohyb a zároveň malý zástavbový objem. Mezi největší výhody patří velké úhlové zrychlení a vysoká přetížitelnost.



Obr. 13 Synchronní servomotor MCS [11]

4.7 Porovnání jednotlivých elektrických pohonů

Dle průzkumu v kapitolách výše není pro zadanou aplikaci vhodné použití synchronního motoru, stejnosměrného motoru, krokového motoru nebo lineárního motoru. Hlavním důvodem je konstrukční provedení, malý výkon nebo použití pro menší zatížení.

V tab. 2 je porovnání vhodných elektromotorů dle zvolených kritérií pro použití u zadané aplikace. Z porovnání vyplývá, že pro zadaný dvouosý manipulátor je výhodnější použít synchronní servomotor. Při konečném rozhodování bude hrát velkou roli také pořizovací cena, která je u servomotorů v porovnání s klasickými asynchronními motory až dvojnásobná.

Tab. 2 Porovnání jednotlivých typů elektromotorů dle zvolených kritérií

Kritérium hodnocení	Asynchronní motor	Asynchronní servomotor	Synchronní servomotor	Ideál
Rozsah výkonu	3	4	2	4
Jmenovitý točivý moment	4	3	2	4
Přetížitelnost	2	3	4	4
Setrvačná hmota	2	3	4	4
Efektivita výkonu	3	4	4	4
Úhlové zrychlení	2	3	4	4
Jednoduchost motoru	4	2	2	4
Dynamika motoru	2	3	4	4
Přesnost	2	4	4	4
Spolehlivost	3	4	4	4
Rozměry a velikost zástavby	2	3	3	4
Pořizovací náklady	4	1	1	4
Průměr hodnocení	2,75	3,08	3,17	4
Pořadí	3.	2.	1.	

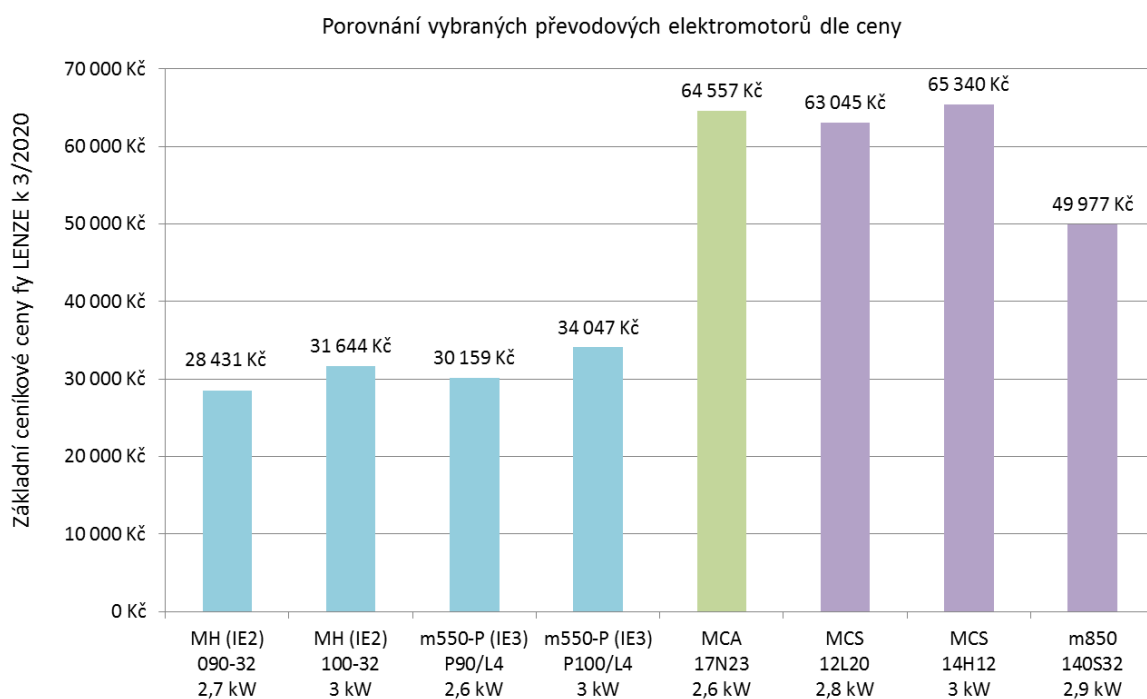
V tabulce výše jsou zobrazeny silné a slabé stránky jednotlivých typů elektromotorů. Hodnocení je následující (“1“ nejhorší a “4“ nejlepší).

V tabulce 3 jsou uvedeny vybrané převodové elektromotory z katalogu fy LENZE, které odpovídají použitelnosti pro pohon zdvihu zadané aplikace [11].

Tab. 3 Vybrané převodové elektromotory z katalogu LENZE a jejich parametry

Parametry převodového elektromotoru		Asynchronní motor				Asynchronní servomotor	Synchronní servomotor		
Motor	Typ Velikost Výkon	MH (IE2) 090-32 2,7 kW	MH (IE2) 100-32 3 kW	m550-P (IE3) P90/L4 2,6 kW	m550-P (IE3) P100/L4 3 kW	MCA 17N23 2,6 kW	MCS 12L20 2,8 kW	MCS 14H12 3 kW	m850 140S32 2,9 kW
Převodovka	Typ Velikost	g500-B B450-3	g500-B B450-3	g500-B B450-3	g500-B B450-3	g500-B B450-3	g500-B B450-3	g500-B B450-3	g500-B B450-3
Výstupní otáčky	$n_N [1/min]$	100,6	102	100,9	102,3	100,8	98,3	93,9	104,6
Výstupní moment	$M_N [Nm]$	243	266	238	266	234	254	285	250
Zatížitelnost	c	1,55	1,58	1,58	1,58	1,67	1,62	1,42	1,39
Převodový poměr	i	25,29	14,17	25,29	14,17	22,81	19,83	12,78	30,99
Frekvence	$f_N [Hz]$	87	50	87	50	80	130	80	270
Otáčky motoru	n_{motoru}	2 544	1 445	2 552	1 450	2 299	1 949	1 200	3 242

V grafu na obr. 14 je možné vidět porovnání jednotlivých vybraných převodových elektromotorů dle aktuálního ceníku fy LENZE (cena nezahrnuje frekvenční měnič, ten bude pro všechny typy stejný) [11].



Obr. 14 Graf porovnání vybraných převodových elektromotorů dle ceny

(● asynchronní motory, ● asynchronní servomotory, ● synchronní servomotory)

5 Návrh mechanismu pro zdvih břemene

5.1 Ozubený hřeben a pastorek

Převody ozubeným hřebenem a pastorkem jsou jedny z nejčastěji používaných mechanických převodů pro transformaci rotačního pohybu na lineární pohyb. Vyznačují se především svou jednoduchostí, vysokou účinností, neomezenou délkou pojezdu a také nízkou cenou.

Ozubení se vyrábějí s přímým ozubením nebo se šikmým ozubením. Každý z těchto typů má své přednosti a své nedostatky. Přímé ozubení se vyznačuje především svou jednoduchostí a cenou, naopak šikmé ozubení je mnohem tišší, ale jeho výroba poměrně drahá.

V dnešní době jsou na převody hřebenu s pastorkem kladeny velké požadavky, hlavně na vysokou přesnost, vysokou rychlost, vysokou tuhost, nízkou hlučnost a odolnost proti opotřebení.

Používají se v různých odvětvích všeobecné mechaniky, především hlavně pro přesné polohování.



Obr. 15 Ozubený hřeben a pastorek [17]

5.2 Řetězový mechanismus

U řetězových převodů je otáčivý pohyb přenášen mezi dvěma rovnoběžnými hřídeli a to pomocí hnací řetězky a řetězu. Hnací i hnané řetězové kolo je stejně velké a nedochází tak k prokluzu. Používají se transportní řetězy, které mohou pracovat i při větších převodových rychlostech [25].

Hlavní výhody jsou bezpečný přenos obvodové síly, vysoká účinnost přenosu síly, minimální opotřebení ozubených kol, odolnost na prostředí a velká trvanlivost.

Mezi nevýhody patří zejména poměrně vysoká cena, hlučnost, nutnost použití napínací kladky, nutnost přesné montáže a také to, že převod není vhodný pro aplikace s častou reverzací pohybu.



Obr. 16 Řetězový mechanismus [18]

5.3 Pohon pohybovým šroubem a maticí

Šroubové mechanismy jsou zařízení, která mění točivý pohyb na lineárně posuvný pomocí šroubu a matice. Šroub je pevně spojen se šnekovým kolem a otáčí se, matice se pohybuje nahoru a dolů.

Hlavní výhody tohoto pohonu jsou samosvornost v klidovém stavu, velké síly a minimální náklady na údržbu. Dále jsou tyto pohony tiché a jsou schopny tlumit rázy.

Mezi nevýhody patří velké tření, malé rychlosti, opotřebení a vznik vůlí.



Obr. 17 Pohybový šroub s maticí [19]

5.4 Porovnání jednotlivých mechanismů

Pro uzel zdvihu zadaného manipulátoru jsem vybíral ze tří variant mechanismů, a to z pastorku a hřebene, řetězového mechanismu a šroubového mechanismu. Tyto varianty jsem detailně prostudoval a následně vzájemně porovnal v tab. 4 dle zvolených kritérií.

Tab. 4 Porovnání jednotlivých mechanismů dle zvolených kritérií

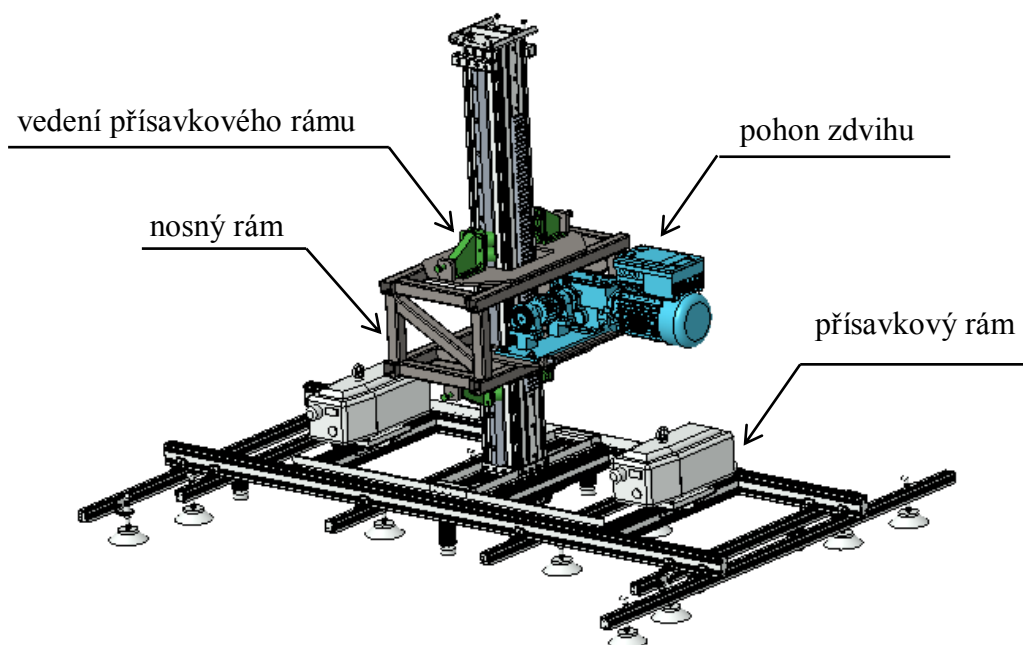
Kritérium hodnocení	Pastorek a hřeben	Řetězový mechanismus	Šroubový mechanismus	Ideál
Rychlost posuvu	4	3	3	4
Zrychlení	3	2	2	4
Přesnost	4	2	4	4
Přenášená síla	4	4	3	4
Délka zdvihu	4	1	1	4
Efektivita	3	2	3	4
Rozměry a velikost zástavby	4	2	3	4
Seřízení, ustavení pohonu	2	2	3	4
Počet potřebných dílů pohonu	3	2	2	4
Nároky na čistotu provozu	2	4	2	4
Pořizovací náklady	2	2	3	4
Životnost	2	3	2	4
Průměr hodnocení	3,08	2,42	2,58	4
Pořadí	1.	3.	2.	

V tabulce výše jsou zobrazeny silné a slabé stránky jednotlivých mechanismů. Hodnocení je následující (“1“ nejhorší “ a “4“ nejlepší).

Podle porovnání jednotlivých variant mechanismů je pro uzel zdvihu zadaného manipulátoru nejlepší variantou pastorek a hřeben. Jako druhou variantu bych volil pohybový šroub a jako poslední řetězový mechanismus.

6 Konstrukční návrh pohonu zdvihu

Pro pohon zdvihu dvouosého manipulátoru jsem vybral pohon s pastorkem a hřebenem ovládaný elektromotorem s převodovkou.



Obr. 18 Konstrukční návrh pohonu zdvihu

Princip dvouosého manipulátoru

Tento typ manipulátoru je určen k přemísťování deskového materiálu na určitou vzdálenost z jednoho místa na druhé. Nad těmito místy je umístěna pevná konstrukce sloužící jako pojezdová dráha.

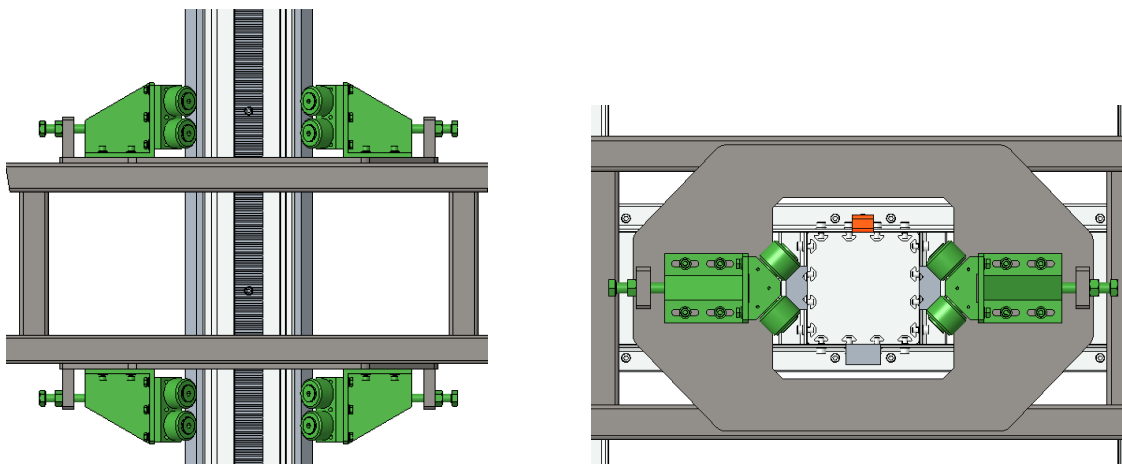
Na hlavní pevné konstrukci je uložen nosný rám, který se pohybuje ve směru osy x . Na tomto nosném rámu je uložen přísavkový rám pro uchopení břemene, který se pohybuje ve směru osy y .

Manipulátor s přísavkovým rámem v horní poloze přijede nad přepravovanou desku, sjede do spodní polohy a uchopí ji. Poté se vrátí i s deskou zpět do horní polohy a přesune ji do požadovaného místa ve směru osy x . Následně sjede do spodní polohy a desku uvolní, poté vyjede do horní polohy a vrátí se zpět na začátek, což odpovídá jednomu cyklu.

Předmětem této práce je návrh uzlu pro zdvih, tj. pohyb pouze ve směru osy y .

6.1 Návrh vedení přísavkového rámu

Vedení přísavkového rámu bude zajištěno pomocí čtyř ocelových pojezdových kladek Rolbloc vedených na kolejnici ve tvaru lichoběžníku. Každá pojezdová kladka má čtyři ocelová kolečka, která jsou nakloněna o 45° a tím dojde k zachycení sloupu přísavkového rámu ve třech směrech na každé straně.



Obr. 19 Vedení přísavkového rámu

6.1.1 Výpočet sil působících na kola pojezdu

Nejdříve je nutno vypočítat celkovou hmotnost přesouvaných hmot, která se bude skládat z hmotností přísavkového rámu, břemene (desky) a hmotnosti ostatních zatížení, jako jsou vodící lišty, elektro komponenty, pneumatické komponenty atd. Z této celkové hmotnosti se dále vypočítá maximální tíhová síla působící na celý přísavkový rám.

➤ Celková hmotnost přesouvaných hmot

$$m_c = m_{PH} + m_{PR} + m_{ost} = 120 + 180 + 50 = 350 \text{ kg} \quad (1)$$

kde	m_c	[kg]	- celková hmotnost
	m_{PH}	[kg]	- přesouvaná hmotnost $\rightarrow m_{PH} = 120 \text{ kg}$
	m_{PR}	[kg]	- hmotnost přísavkového rámu $\rightarrow m_{PR} = 180 \text{ kg}$
	m_{ost}	[kg]	- max. hmotnost doplňujících zatížení (vedení pojezdu, elektro + pneu komponenty) $\rightarrow m_{ost} = 50 \text{ kg}$

➤ **Tíhová síla v ose posuvu**

$$F_G = m_c \cdot g = 350 \cdot 9,81 = 3433,5 \text{ N} \quad (2)$$

kde F_G [kg] - tíhová síla

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - tíhové zrychlení $\rightarrow g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

➤ **Zvolené hodnoty**

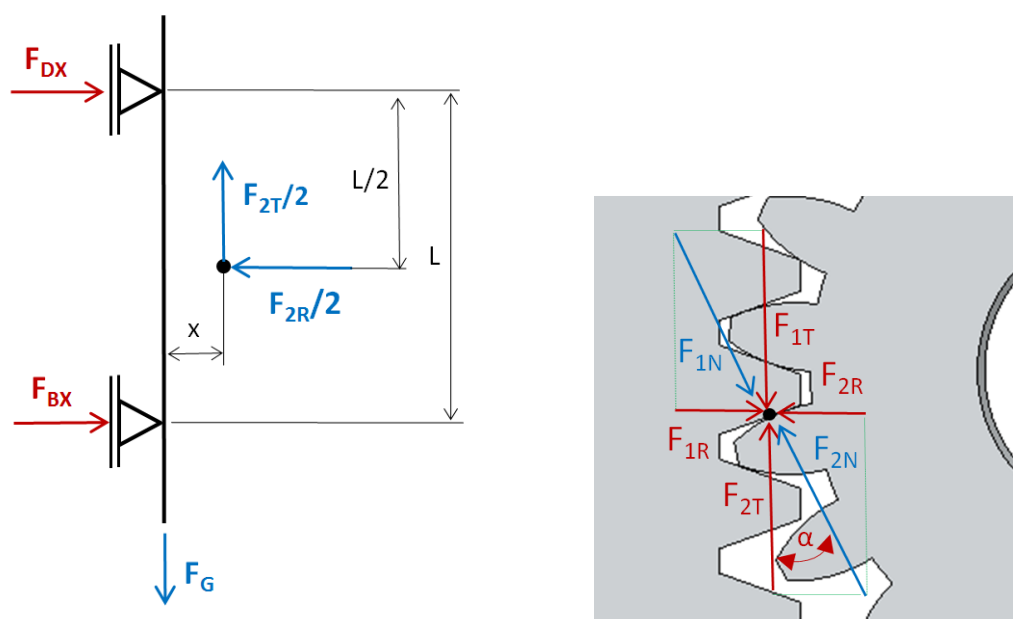
Další potřebné hodnoty umístění pojezdových kladek odečteme přímo z modelu, rozměry L a x jsou znázorněny na obr. 20.

kde L [mm] - vzdálenost mezi pojezdovými kládkami $\rightarrow L = 50 \text{ mm}$

x [mm] - vzdálenost bodu záběru zubu od osy posuvu $\rightarrow x = 105 \text{ mm}$

➤ **Výpočet sil působících na kola pojezdu**

U výpočtu sil působících na kola pojezdu jsem vycházel ze statické rovnice rovnováhy a pro zjednodušení jsem uvažoval jen jednu stranu s pojezdovými koly. Rozložení sil působících při záběru je znázorněno na obr. 20, kde F_{DX} a F_{BX} jsou síly působící na kola pojezdu.



Obr. 20 Silový rozbor při záběru pastorku

Rovnice rovnováhy:

$$1. \sum F_X = 0 : F_{DX} + F_{BX} - \frac{F_{2R}}{2} = 0 \rightarrow F_{DX} + F_{BX} - \frac{F_{2N} \cdot \sin \alpha}{2} = 0 \quad (3)$$

$$2. \sum F_Y = 0 : -\frac{F_G}{2} + \frac{F_{2T}}{2} = 0 \rightarrow -\frac{F_G}{2} + \frac{F_{2N} \cdot \cos \alpha}{2} = 0 \quad (4)$$

$$3. \sum M_B = 0 : -F_{DX} \cdot L + \frac{F_{2R}}{2} \cdot \frac{L}{2} + \frac{F_{2T}}{2} \cdot x = 0 \rightarrow \quad (5)$$

$$-F_{DX} \cdot L + \frac{F_{2N} \cdot \sin \alpha}{2} \cdot \frac{L}{2} + \frac{F_{2N} \cdot \cos \alpha}{2} \cdot x = 0 \quad (6)$$

$$ad2) F_{2N} = \frac{F_G}{\cos \alpha} = \frac{3433,5}{\cos 20^\circ} = 3\,653,85 \, N \quad (7)$$

$$ad3) F_{DX} = \frac{\frac{F_{2N} \cdot \sin \alpha}{2} \cdot \frac{L}{2} + \frac{F_{2N} \cdot \cos \alpha}{2} \cdot x}{L}$$

$$= \frac{\frac{3653,85 \cdot \sin 20^\circ}{2} \cdot \frac{502}{2} + \frac{3653,85 \cdot \cos 20^\circ}{2} \cdot 105}{502} = 671,5 \, N \quad (8)$$

$$ad1) F_{BX} = \frac{F_{2N} \cdot \sin \alpha}{2} - F_{DX} = \frac{3653,85 \cdot \sin 20^\circ}{2} - 671,5 = -46,66 \, N \quad (9)$$

Výpočet sil působících v záběru

$$F_{2T} = F_{2N} \cdot \cos \alpha = 3653,85 \cdot \cos 20^\circ = 3433,5 \, N \quad (10)$$

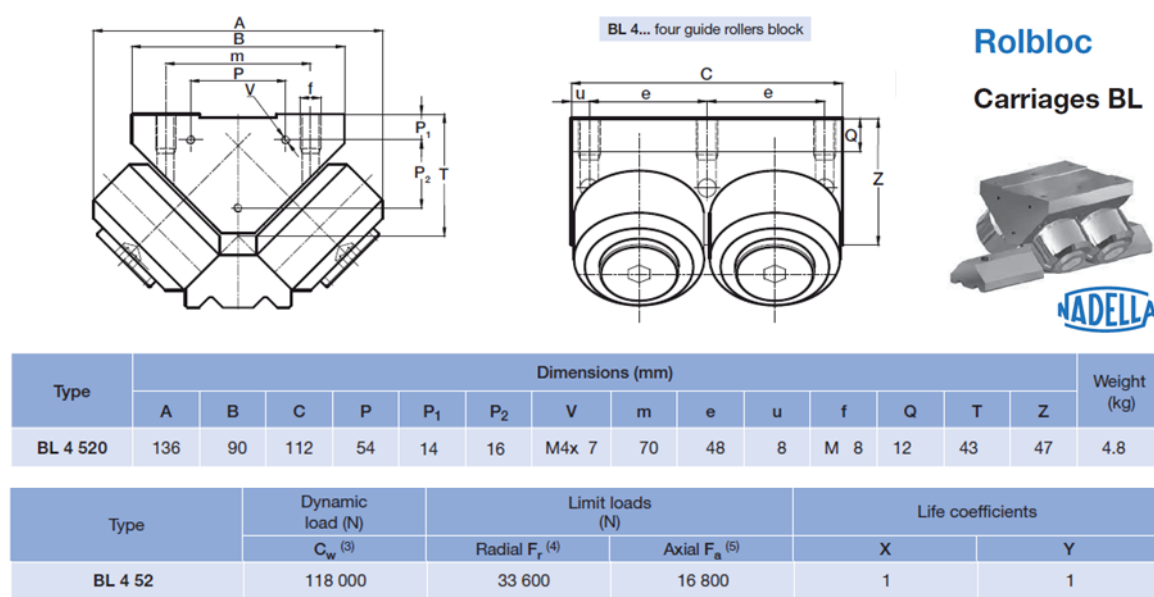
$$F_{2R} = F_{2N} \cdot \sin \alpha = 3653,85 \cdot \sin 20^\circ = 1249,69 \, N \quad (11)$$

Zatížení pojzdových kol při záběru je $F_{DX} = 671,5 \, N$ a $F_{BX} = -46,66 \, N$

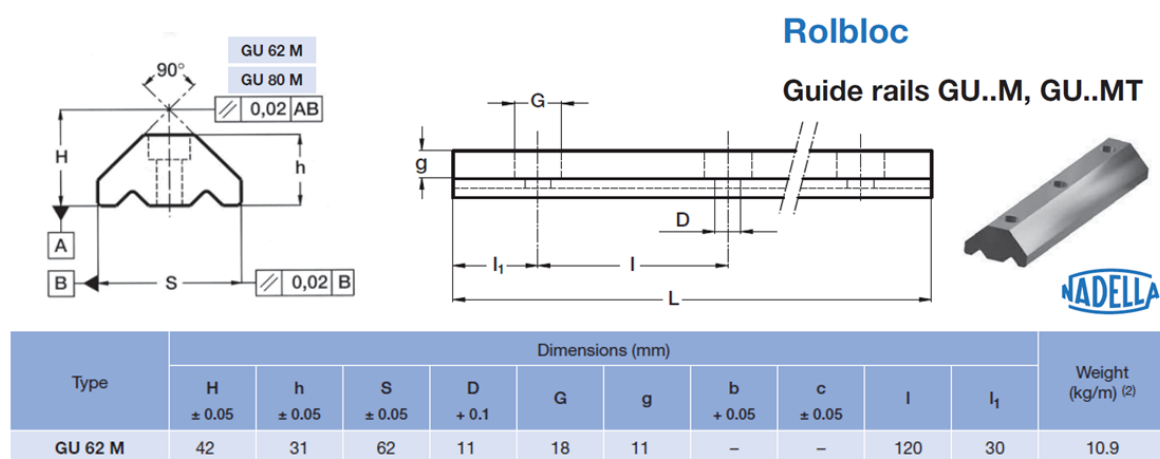
6.1.2 Návrh typu a velikosti pojzdových kladek

Pro zadaný manipulátor jsem z katalogu „*Linear guide systems*“ od fy NADELLA [20] vybral 4 ks pojzdových vedení se čtyřmi pojzdovými válečky typ BL 4 52 a vodící kolejnice typ GU 62 M. Parametry pojzdu jsou znázorněny na obr. 21 a parametry vodící kolejnice na obr. 22.

Podle vypočítaných hodnot zatížení v kapitole výše je navržený typ pojzdového vedení značně předimenzován a v zadané aplikaci je ho možné bezpečně použít.



Obr. 21 Katalogový list pojzdového vedení [20]



(1) Longer rails are supplied in sections with ground butt joints - (2) Weight without holes - (3) Max length in single element 5 000 mm for GU 80 MT

Rails finishing

- drawn, induction hardened and sandblasted tracks (MT);
- drawn, induction hardened and ground (M)
- induction hardening on raceways only

Hole layout

- holes according to catalogue (SB)
- finishes to drawing (NZ)
- without holes (NF)

Optional features

- ground one end (R)
- ground both ends (RR)
- chemical Nickel-plating (NW)

Example of standard designation: **GU 62 MT 4300 SB**

See page 17 for standard codification

Obr. 22 Katalogový list vodící kolejnice [20]

6.1.3 Výpočet odporu ve vedení pojezdových kol

Vzhledem k tomu, že pojezdové kola jsou na kolejnici pootočená o 45° , je potřeba pro výpočet odporu vedení vypočítat také výslednou sílu působící na tyto kola. Při výpočtu se vychází ze zatížení pojezdových kol v záběru F_{DX} a F_{BX} .

- **Výsledná síla působící na jedno kolo zatížené**

$$F_D = \frac{F_{DX}}{\sin 45^\circ} = \frac{671,5}{\sin 45^\circ} = 949,65 \text{ N} \quad (12)$$

- **Moment valivého odporu působící na jedno kolo zatížené**

$$M_{VD} = \frac{F_D}{2} \cdot \xi = \frac{949,65}{2} \cdot 0,0015 = 0,712 \text{ Nm} \quad (13)$$

kde ξ [mm] - rameno valivého odporu \rightarrow kalená ocel (valivá ložiska)

$$\xi = 0,0015 \text{ mm} [21]$$

Moment valivého odporu působí pouze na 4 dvojice pojezdových kol, a to na horní zadní dvojici pojezdových kol a spodní přední dvojici pojezdových kol. Ostatní dvojice pojezdových kol jsou při pohybu odlehčené. Výslednou sílu k překonání valivého odporu počítáme tedy jen pro polovinu pojezdových kol.

- **Výsledná síla k překonání valivého odporu ve vedení**

$$F_V = \frac{8 \cdot M_{VD}}{\frac{D_k}{2}} = \frac{8 \cdot 0,712}{\frac{0,052}{2}} = 219,15 \text{ N} \quad (14)$$

kde D_k [mm] - průměr pojezdového kola $\rightarrow D_k = 52 \text{ mm}$

6.2 Výpočet potřebných parametrů pro výběr pohonu

Pro správný výběr pohonu jsem nejdříve určil podmínky provozu a předběžně zvolil velikost pastorku a hřebene. Následně jsem vypočítal potřebné minimální parametry na výstupu z převodovky [22].

Znamé parametry:

- rychlost zdvihu min: $20 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

$$v_{min} = 0,333 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{max} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

- zrychlení: $a = 1,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Zvolené parametry:

- přímé ozubení
- modul ozubení pastorku: $m = 5$
- počet zubů pastorku: $z = 20$
- účinnost převodu pastorek/hřeben: $\eta_{PH} = 0,97$

➤ **Vertikální posuvová síla F:**

- **Setrvačná síla**

$$F_{akcel} = m_c \cdot a = 350 \cdot 1,6 = 560 \text{ N} \quad (15)$$

- **Výsledná maximální síla v ose posuvu**

$$F_{max} = F_G + F_v + F_{akcel} = 3433,5 + 219,15 + 560 = 4\,212,65 \text{ N} \quad (16)$$

kde	F_v	[N]	- síla k překonání valivého odporu ve vedení
	F_G	[N]	- tíhová síla
	F_{akcel}	[N]	- setrvačná síla
	F_{max}	[N]	- výsledná maximální síla
	a	[m/s ²]	- zrychlení

➤ **Roztečný průměr pastorku pro přímé ozubení**

$$d_p = m \cdot z = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm} \quad (17)$$

kde d_p [mm] - roztečný průměr pastorku
 m [mm] - modul ozubení
 z [-] - počet zubů pastorku

➤ **Maximální otáčky pastorku**

$$n_{pas} = \frac{v_{max}}{d_p \cdot \pi} = \frac{0,5 \cdot 60}{0,1 \cdot \pi} = 95,45 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

kde n_{pas} [min^{-1}] - maximální otáčky pastorku
 v_{max} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] - maximální rychlost posuvu

➤ **Maximální moment na pastorku**

$$M_{p \max} = \frac{F_{max} \cdot d_p}{2 \cdot \eta_H} = \frac{4212,65 \cdot 0,1}{2 \cdot 0,97} = 217,15 \text{ Nm} \quad (19)$$

kde $M_{p \max}$ [$\text{N} \cdot \text{m}$] - maximální moment na pastorku
 η_H [-] - účinnost převodu hřeben-pastorek

➤ **Maximální výkon na pastorku**

$$M_{p \max} = \frac{P_{p \max}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{pas}}{60}} \rightarrow P_{p \max} = M_{p \max} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{pas}}{60} \quad (20)$$

$$P_{p \max} = 217,15 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{95,45}{60} = 2,17 \text{ kW}$$

kde $P_{p \max}$ [W] - maximální výkon na pastorku

6.3 Návrh a pevnostní výpočet pastorku a hřebene

6.3.1 Návrh pastorku a hřebene

Pro návrh pastorku a hřebene jsem volil modul ozubení $m = 5$ a počet zubů pastorku $z_1 = 20$. Základní parametry pastorku a hřebene jsou uvedeny v tab. 5 [21][23].

Tab. 5 Parametry pastorku a hřebene

	Pastorek 1	Hřeben 2
Materiál	12 020.9	15 241.4
Zuby	cementované, kalené,broušené	povrchově kalené po boku,broušené
Tvrdost V_{HV}	650 až 720	600 až 675
Mez únavy v dotyku σ_{Hlim}^0	1 210 MPa	1 160 MPa
Mez únavy v ohybu σ_{Flim}^0	500 MPa	528 MPa
Mez kluzu Re	295 MPa	850 MPa

➤ Výpočet základních rozměrů pastorku:

$$d_{a1} = d_p + 2 \cdot m = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ mm} \quad (21)$$

kde d_{a1} [mm] - průměr hlavové kružnice pastorku

d_p [mm] - roztečný průměr pastorku

$$d_{b1} = d_p \cdot \cos \alpha = 100 \cdot \cos 20^\circ = 93,97 \text{ mm} \quad (22)$$

kde d_{b1} [mm] - průměr základní kružnice pastorku

α [°] - úhel záběru zubu

$$h_a = m = 5 \text{ mm} \quad (23)$$

kde h_a [mm] - výška hlavy zubu

➤ Výpočet obvodové síly působící v čelním řezu na roztečné kružnici

$$F_t = \frac{M_{p \max} \cdot 2}{d_p} = \frac{217,15 \cdot 2}{0,1} = 4342,94 \text{ N} \quad (24)$$

➤ Výpočet součinitele záběru zubu

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\frac{h_a}{\cos \alpha} + \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_p}{2} \cdot \cos \alpha\right)^2} - \frac{d_p}{2} \cdot \sin \alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (25)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\frac{5}{\cos 20^\circ} + \sqrt{\left(\frac{110}{2}\right)^2 - \left(\frac{100}{2} \cdot \cos 20^\circ\right)^2} - \frac{100}{2} \cdot \sin 20^\circ}{\pi \cdot 5 \cdot \cos 20^\circ} = 2,28 [-]$$

6.3.2 Pevnostní výpočet pastorku a hřebene

Pevnostní výpočet pastorku a hřebene je proveden podle ČSN 01 4686 a při kontrolním výpočtu se hodnotí především únosnost zubů v ohybu (únavový lom) a únosnost zubů v dotyku (vznik pittingu) [23].

➤ Kontrola z hlediska únavy v dotyku

- Napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (26)$$

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{1,72} = 616 \text{ MPa}$$

kde σ_H [MPa] - napětí v dotyku (Hertzův tlak) ve valivém bodě

σ_{HO} [MPa] - napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů

σ_{HP} [MPa] - přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b_{WH} \cdot d_p} \cdot \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} \quad (27)$$

$$\sigma_{HO} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,75 \cdot \sqrt{\frac{4342,94}{50 \cdot 100} \cdot \frac{1 + 1}{1}} = 470 \text{ MPa}$$

kde Z_E [MPa] - součinitel mechanických vlastností materiálů $\rightarrow Z_E = 190 \text{ MPa}$

Z_H [-] - součinitel tvaru spolu zabírajících zubů $\rightarrow Z_H = 2,5$

Z_ε [-] - součinitel délky dotykových křivek boků zubů $\rightarrow Z_\varepsilon = 0,75$

b_{WH} [mm] - pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb $\rightarrow b_{WH} = 50 \text{ mm}$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1 \cdot 1,43 \cdot 1,2 = 1,72 \quad (28)$$

kde K_A [-] - součinitel vnějších dynamických sil $\rightarrow K_A = 1$

$K_{H\beta}$ [-] - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $\rightarrow K_{H\beta} = 1,43$

$K_{H\alpha}$ [-] - součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

K_{HV} [-] - součinitel vnitřních dynamických sil

$K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,2 [-]$

- **Přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)**

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1210 \cdot 1}{1,3} = 930,77 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1160 \cdot 1}{1,3} = 892,31 \text{ MPa} \quad (30)$$

kde σ_{Hlim1} [MPa] - mez únavy v dotyku materiálu pastorku

σ_{Hlim2} [MPa] - mez únavy v dotyku materiálu hřebene

Z_R [-] - součinitel výchozí drsnosti boků zubů pro broušené boky
 $\rightarrow Z_R = 1$

S_{Hmin} [-] - nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku
únarového poškození boků zubů $\rightarrow S_{Hmin} = 1,3$

- **Podmínka:** $\sigma_H \leq \sigma_{HP12}$ (31)

$$616 \text{ MPa} \leq 930,77 \text{ MPa} / 892,31 \text{ MPa} \dots\dots\dots \text{podmínka je splněna}$$

➤ **Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení**

- **Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}**

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{HO} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad (32)$$

$$\sigma_{Hmax} = 656 \cdot \sqrt{\frac{7409,68 \cdot 1,72}{4358,64}} = 803,42 \text{ MPa}$$

kde σ_{Hmax} [MPa] - největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}

σ_{HPmax} [MPa] - přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{t1}

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} = 4358,64 \cdot 1,7 = 8\,409,07 \text{ N} \quad (33)$$

kde F_{t1} [N] - obvodová síla působící v čelním řezu na roztečné kružnici,
odpovídajícího 1. stupni zatížení

K_{AS} [-] - součinitel vnějších dynamických sil pro výpočet s ohledem na
trvalou deformaci, vznik trhliny nebo křehkého lomu
z jednorázového přetížení ($K_{AS} > K_A$) $\rightarrow K_{AS} = 1,7$

- **Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení silou F_{t1}**

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2\,400 \text{ MPa} \quad (34)$$

kde V_{HV} [-] - nejmenší tvrdost pastorku a hřebene $\rightarrow V_{HV} = 600$

- **Podmínka:** $\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$ (35)
 $803,42 \text{ MPa} \leq 2\,400 \text{ MPa}$ *podmínka je splněna*

➤ **Kontrola z hlediska únavy v ohybu**

- **Ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu**

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{WF} \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \leq \sigma_{FP} \quad (36)$$

$$\sigma_F = \frac{4342,94}{50 \cdot 5} \cdot 1,72 \cdot 4,15 \cdot 1 \cdot 0,55 = 68,18 \text{ MPa}$$

kde σ_F [MPa] - ohybové napětí v nebezpečném průřezu paty zubu

σ_{FP} [MPa] - přípustné napětí v ohybu

K_F [-] - součinitel přidavných zatížení

Y_{FS} [-] - součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí $\rightarrow Y_{FS} = 4,15$

Y_β [-] - součinitel sklonu zubu $\rightarrow Y_\beta = 1$

Y_ϵ [-] - součinitel vlivu záběru profilu $\rightarrow Y_\epsilon = 0,55$

$$K_F = K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1 \cdot 1,43 \cdot 1,2 = 1,72 \quad (37)$$

kde K_A [-] - součinitel vnějších dynamických sil $\rightarrow K_A = 1$

$K_{F\beta}$ [-] - součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $\rightarrow K_{F\beta} = 1,43$

$K_{F\alpha}$ [-] - součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

K_{FV} [-] - součinitel vnitřních dynamických sil

$K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,2$ [-]

- **Přípustné napětí v ohybu**

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flimb1}}{S_{Fmin}} = \frac{500}{1,7} = 711,76 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flimb2}}{S_{Fmin}} = \frac{528}{1,7} = 682,35 \text{ MPa} \quad (39)$$

kde σ_{Flimb1} [MPa] - mez únavy v ohybu materiálu pastorku
 σ_{Flimb2} [MPa] - mez únavy v ohybu materiálu hřebene
 S_{Fmin} [-] - nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu $\rightarrow S_{Fmin}=1,7$

• **Podmínka:** $\sigma_F \leq \sigma_{FP12}$ (40)

$68,18 \text{ MPa} \leq 711,76 \text{ MPa}/682,35 \text{ MPa} \dots\dots\dots \text{podmínka je splněna}$

➤ **Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení**

- **Největší místní ohybové napětí v patě zubu vzniklé působením síly F_{t1}**

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_{t1}}{F_t} \leq \sigma_{FPmax} \quad (41)$$

$$\sigma_{Fmax} = 68,18 \cdot \frac{7382,99}{4342,94} = 115,91 \text{ MPa}$$

kde σ_{Fmax} [MPa] - největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé silou F_{t1}

σ_{FPmax} [MPa] - přípustné napětí v ohybu při největším zatížení (silou F_{t1})

- **Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení**

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt1} = 0,8 \cdot 1250 = 1000 \text{ MPa} \quad (42)$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt2} = 0,8 \cdot 1320 = 1056 \text{ MPa} \quad (43)$$

$$\sigma_{FSt1} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 2,5 \cdot 500 = 1250 \text{ MPa} \quad (44)$$

$$\sigma_{FSt2} = 2,5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 2,5 \cdot 528 = 1320 \text{ MPa} \quad (45)$$

kde σ_{FSt1} [MPa] - pevnost v ohybu při největším zatížení pastorku

σ_{FSt2} [MPa] - pevnost v ohybu při největším zatížení hřebenu

Podmínka: $\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax12}$ (46)

$115,91 \text{ MPa} \leq 1000 \text{ MPa}/1056 \text{ MPa} \dots\dots\dots \text{podmínka je splněna}$

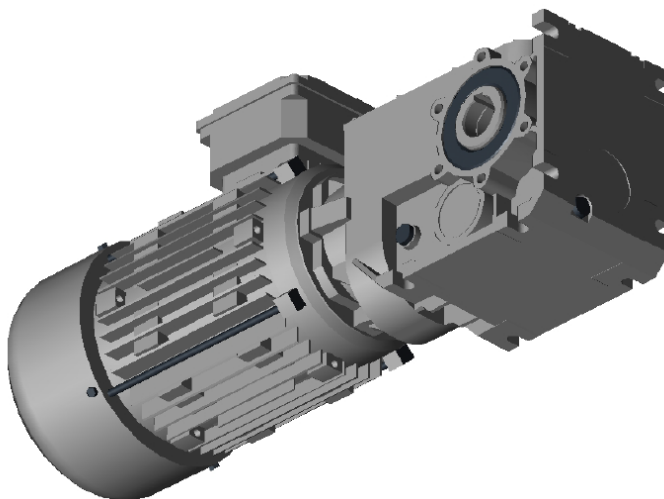
Kontrolním výpočtem jsem ověřil navržený pastorek a hřeben a všechny podmínky únosnosti zubů byly splněny. Navržený pastorek a hřeben je možné bezpečně použít.

6.4 Výběr typu a velikosti elektrického motoru a převodovky

Podle porovnání vhodných elektromotorů v řešební části se jako nejvýhodnější jeví servomotor (synchronní i asynchronní), ale vzhledem k velmi vysoké ceně jsem dal přednost klasickému asynchronnímu motoru, který také splní danou funkci.

Podle vypočtených maximálních otáček pastorku, maximálního momentu na pastorku a maximálního výkonu na pastorku jsem vyhledal z katalogu firmy LENZE [11] odpovídající elektromotor s převodovkou.

Vybral jsem elektro převodovku g500-B450-3 s integrovaným asynchronním motorem MH 100-32 s brzdou pro provoz s frekvenčním měničem a s energetickou účinností podle IE2. Na výstupu je dutá hřídel $\varnothing 40$ mm s drážkou pro pero. Základní parametry elektro převodovky jsou uvedeny v tab. 6.



Obr. 23 Motor s převodovkou od fy LENZE [11]

Tab. 6 Parametry vybrané elektro převodovky

Typ a velikost převodovky	g500-B B450-3		
Skutečný převodový poměr	$i_{1,2}$	14,17	-
Výstupní otáčky převodovky	n_N	102,00	min^{-1}
Moment na výstupu z převodovky	M_N	266	$\text{N}\cdot\text{m}$

Typ a velikost motoru	MH (IE2) 100-32		
Otáčky motoru	n_M	1445	min^{-1}
Moment motoru	M_M	19,80	$\text{N}\cdot\text{m}$
Výkon motoru	P_N	3,00	kW
Maximální přetížení	c	1,58	-

6.4.1 Kontrola parametrů vybraného motoru s převodovkou

Pro vybraný elektromotor s převodovkou je nutné výpočtem ověřit parametry, které jsou důležité z hlediska použití pro danou aplikaci. Jedná se zejména o jmenovitý výkon a moment motoru, moment na výstupu z převodovky a maximální přetížení motoru [11][24].

➤ Úhlové zrychlení

- Výpočet doby rozběhu

$$t_R = \frac{v_{max}}{a} = \frac{0,5}{1,6} = 0,31 \text{ s} \quad (47)$$

kde t_R [s] - doba rozběhu
 a [m·s⁻²] - zrychlení

- Výpočet úhlového zrychlení pastorku

$$\varepsilon_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{pas}}{t_R} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{95,45}{60}\right)}{0,31} = 32 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (48)$$

kde ε_2 [rad·s⁻²] - úhlové zrychlení pastorku
 n_{pas} [min⁻¹] - maximální otáčky pastorku

- Výpočet úhlového zrychlení motoru

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 \cdot i_{1,2} = 32 \cdot 14,17 = 453,44 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (49)$$

kde ε_1 [rad·s⁻²] - úhlové zrychlení motoru
 $i_{1,2}$ [-] - převodový poměr

➤ Redukovaný moment na hřídel motoru

Redukovaný moment na hřídel motoru je moment, který je převedený z posuvného pohybu mechanismu na rotační pohyb hřídele motoru. V tomto případě se počítá z rovnosti výkonů.

$$P \cdot \eta_{PH} = F_{max} \cdot v_{max} = M_{RED} \cdot \omega_1 \cdot \eta_{PH} \quad (50)$$

$$M_{RED} = \frac{F_{max} \cdot v_{max}}{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot \eta_{PH}} = \frac{4212,65 \cdot 0,5}{2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{1445}{60}\right) \cdot 0,97} = 14,34 \text{ Nm}$$

kde M_{RED} [N·m] - redukovaný moment na hřídel motoru

n_m [min⁻¹] - otáčky motoru

η_{PH} [-] - účinnost převodu pastorek-hřeben

➤ Redukovaný moment setrvačnosti

- Redukovaný moment setrvačnosti na pastorku

Při výpočtu se vychází z rovnice $E_p = E_r$, kde E_p je energie posuvná a E_r je energie rotační.

$$\frac{1}{2} \cdot m_c \cdot v_{max}^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{pas} \cdot \omega_{pas}^2 \rightarrow J_{pas} = \frac{m_c \cdot v_{max}^2}{(2 \cdot \pi \cdot n_{pas})^2} \quad (51)$$

$$J_{pas} = \frac{350 \cdot 0,5^2}{\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{95,45}{60}\right)^2} = 0,88 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde J_{pas} [kg·m²] - redukovaný moment setrvačnosti na pastorku

- Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru

Při výpočtu se vychází z rovnice $E_{r1} = E_{r2}$, kde E_{r1} je rotační energie pastorku a E_{r2} je rotační energie motoru.

$$\frac{1}{2} \cdot J_{pas} \cdot \omega_{pas}^2 = \frac{1}{2} \cdot J_{mRED} \cdot \omega_m^2 \rightarrow J_{mRED} = \left(\frac{n_{pas}}{n_m}\right)^2 \cdot J_{pas} \quad (52)$$

$$J_{mRED} = \left(\frac{1,59}{24,08}\right)^2 \cdot 0,88 = 0,004 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde J_{mRED} [kg·m²] - redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru

➤ **Dynamický moment motoru**

Dynamický moment motoru je moment potřebný k rozběhu a doběhu motoru.

$$M_D = J_{mRED} \cdot \varepsilon_1 = 0,004 \cdot 453,44 = 1,73 \text{ Nm} \quad (53)$$

kde M_D [N·m] - dynamický moment motoru

➤ **Požadovaný moment na motoru**

$$M_{M \max} = M_{RED} + M_D = 14,34 + 1,73 = 16,07 \text{ Nm} \quad (54)$$

$$\text{Podmínka: } M_{M \max} \leq M_M \quad (55)$$

$$16,07 \text{ Nm} \leq 19,80 \text{ Nm} \quad \dots\dots\text{podmínka je splněna}$$

kde $M_{M \max}$ [N·m] - požadovaný moment na motoru

M_M [N·m] - skutečný moment na motoru

➤ **Požadovaný moment na výstupu z převodovky**

$$\text{Podmínka: } M_{P \max} \leq M_N \quad (56)$$

$$217,15 \text{ Nm} \leq 266 \text{ Nm} \quad \dots\dots\text{podmínka je splněna}$$

kde $M_{P \max}$ [N·m] - vypočtený maximální moment na pastorku

M_N [N·m] - skutečný moment na výstupu z převodovky

➤ **Požadovaný výkon motoru**

$$M_M = \frac{P_{M \max}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60}} \rightarrow P_{M \max} = M_M \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60} \quad (57)$$

$$P_{M \max} = 16,07 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1445}{60} = 2\,431 \text{ W} = 2,43 \text{ kW}$$

$$\text{Podmínka: } P_{M \max} \leq P_N \quad (58)$$

$$2,43 \text{ kW} \leq 3,00 \text{ kW} \quad \dots\dots\text{podmínka je splněna}$$

kde $P_{M \max}$ [W] - požadovaný výkon motoru

P_N [W] - skutečný výkon motoru

➤ Maximální přetížení motoru

$$\text{Podmínka: } k \leq c \quad (59)$$

$$1,3 \leq 1,58 \quad \dots\dots \text{podmínka je splněna}$$

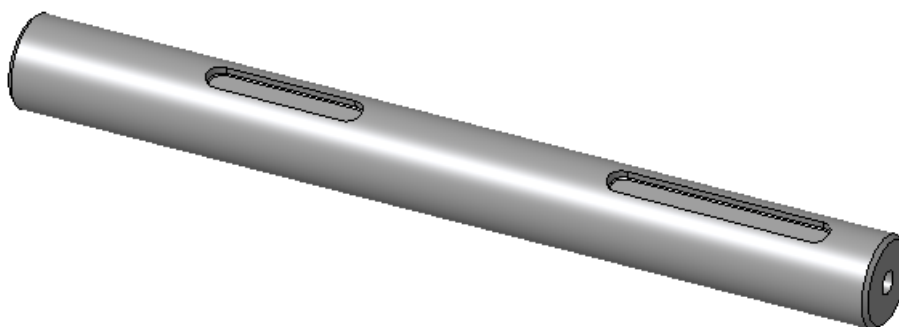
kde k [-] - aplikační faktor určen dle DIN 3990, který je závislý na druhu a intenzitě zatížení a na časovém vytížení. V našem případě se jedná o hladký chod s malými nebo lehkými otřesy pracující 16hod. denně. $\rightarrow k = 1,3$

c [-] - maximální přetížení navrhnutého motoru $\rightarrow c = 1,58$

Kontrolní výpočty klíčových parametrů mi potvrdily, že vybraný typ motoru s převodovkou je pro mou aplikaci vhodným řešením.

6.5 Návrh hřídele

Hřídel bude vyrobena z materiálu dle ČSN konstrukční ocel 11600. Na hřídeli budou dvě drážky pro pero, jedna pro spojení hřídele s převodovkou a druhá pro spojení pastorku s hřídeli. Dále bude hřídel uložena ve dvou ložiskách.



Obr. 24 Hřídel pohonu zdvihu

6.5.1 Návrh a výpočet průměru hřídele pohonu

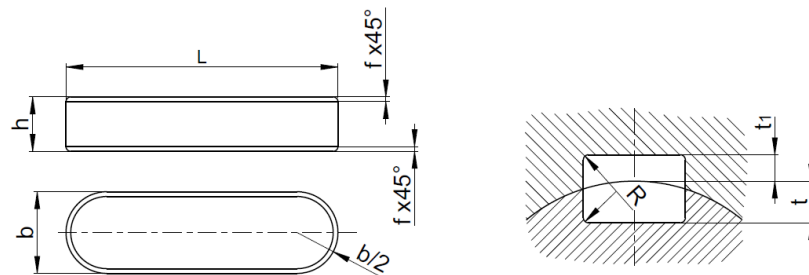
Průměr hřídele d' [mm] jsem vypočítal z maximálního krouticího momentu $M_{p \max}$ [N·m] a navrhnutého dovoleného namáhání $\tau_D = 20$ [MPa]. [25]

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot M_{p \max}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 217,15}{\pi \cdot 20}} = \mathbf{38,10 \text{ mm}} \quad (60)$$

Dle ČSN 014990 volím průměr hřídele $d = 40$ mm.

- Návrh normalizovaného průřezu pera**

Dle zvoleného průměru hřídele d jsem dle ČSN 02 2562 zvolil normalizovaný průřez pera $b \times h$ o rozměrech dle obr. 25 a tab. 7.



Obr. 25 Základní rozměry pera a drážky

Tab. 7 Základní rozměry pera a drážky

b	h	f	l	t	t₁	R
12	8	0,7	32÷110	4,9	3,1	0,6

- Výpočet minimální délky pera a pevnostní kontrola na otláčení**

Z kontroly dovoleného tlaku jsem vypočítal minimální délku pera. Dovolенý tlak p_D pro ocel staticky zatíženou je dle tabulek $p_D = (100 \div 150)$ [MPa]. Volím $p_{D2} = 100$ MPa.

$$p = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_D \quad (61)$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1} = \frac{10076,42}{100 \cdot 3,1} = \mathbf{32,50 \text{ mm}}$$

$$F_2 = \frac{1000 \cdot M_{p \max}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 217,15}{\frac{40}{2} + \frac{3,1}{2}} = \mathbf{10\,076,42 \text{ N}} \quad (62)$$

$$l_{\text{vyp}} = l' + 2 \cdot \frac{b}{2} = l' + b = 32,50 + 12 = \mathbf{44,50 \text{ mm}} \quad (63)$$

kde	p	[MPa]	- stykový tlak
	l'	[mm]	- účinná délka pera
	F_2	[N]	- síla působící na účinnou délku pera
	t_1	[mm]	- hloubka drážky v náboji
	b	[mm]	- šířka pera
	l_{vyp}	[mm]	- vypočtená délka pera

Dle ČSN 02 2562 volím normalizovanou délku pera $l = \mathbf{70 \text{ mm}}$

$$P = \frac{F_2}{S_2} = \frac{F_2}{(l - b) \cdot t_1} = \frac{10076,42}{(70 - 12) \cdot 3,1} = \mathbf{56,04 \text{ MPa}} \quad (64)$$

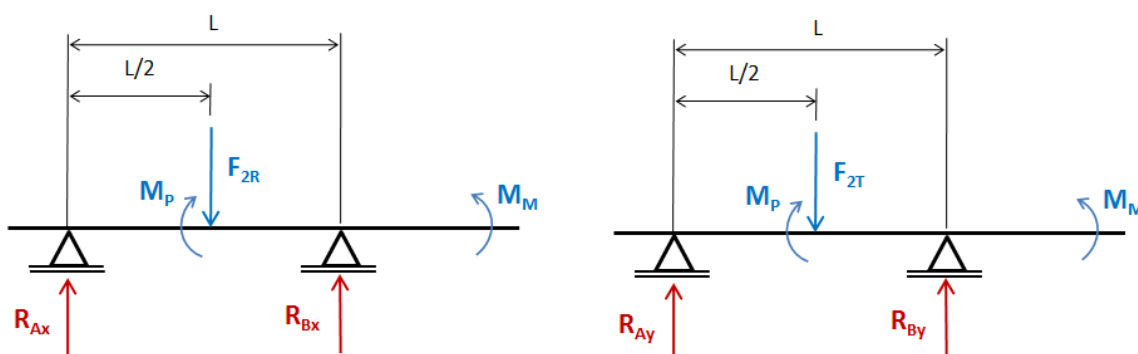
$$\textbf{Podmínka: } p \leq p_D \quad (65)$$

$$56,24 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \quad \text{.....podmínka je splněna}$$

Navržená hřídel pohonu zdvihu bude mít $\varnothing 40\text{mm}$ a délka pera pro přenos krouticího momentu pastorkem bude 70mm.

6.5.2 Výpočet sil působících na hřídeli

Na hřídel bude působit síla od přesouvaných hmot přenesená na pastorek a krouticí moment od motoru a opačně orientovaný krouticí moment od pastorku.



Obr. 26 Silový rozbor uložení hřídele

Pro návrh ložiska jsem dále vypočítal reakce v podpěrách R_{Ax} , R_{Bx} , R_{Ay} , R_{By} .

- **Výpočet axiálního zatížení v místě podpěry R_{Ax} a R_{Bx}**

Rovnice rovnováhy:

$$1. \sum F_{ix} = 0 : R_{Ax} - F_{2R} + R_{Bx} = 0 \quad (66)$$

$$2. \sum M_{iA} = 0 : F_{2R} \cdot \frac{L}{2} - R_{Bx} \cdot L = 0 \quad (67)$$

$$ad2) R_{Bx} = \frac{F_{2R}}{2} = \frac{1249,69}{2} = 624,85 \text{ N}$$

$$ad1) R_{Ax} = F_{2R} - R_{Bx} = 1249,69 - 624,85 = 624,85 \text{ N}$$

- **Výpočet radiálního zatížení v místě podpěry R_{Ay} a R_{By}**

Rovnice rovnováhy:

$$1. \sum F_{iy} = 0 : R_{Ay} - F_{2T} + R_{By} = 0 \quad (68)$$

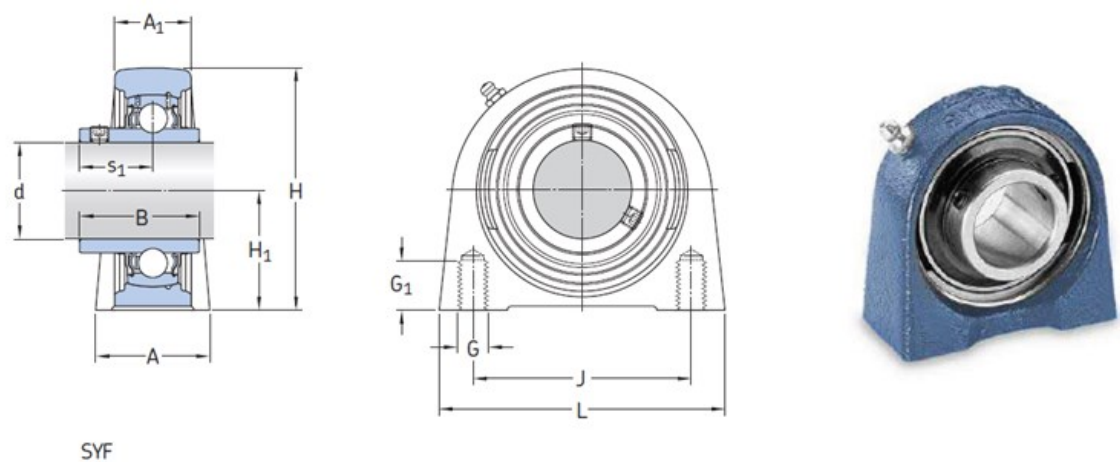
$$2. \sum M_{iA} = 0 : F_{2T} \cdot \frac{L}{2} - R_{By} \cdot L = 0 \quad (69)$$

$$ad2) R_{By} = \frac{F_{2T}}{2} = \frac{3433,5}{2} = 1716,75 \text{ N} \quad (70)$$

$$ad1) R_{Ay} = F_{2T} - R_{By} = 3433,5 - 1716,75 = 1716,75 \text{ N} \quad (71)$$

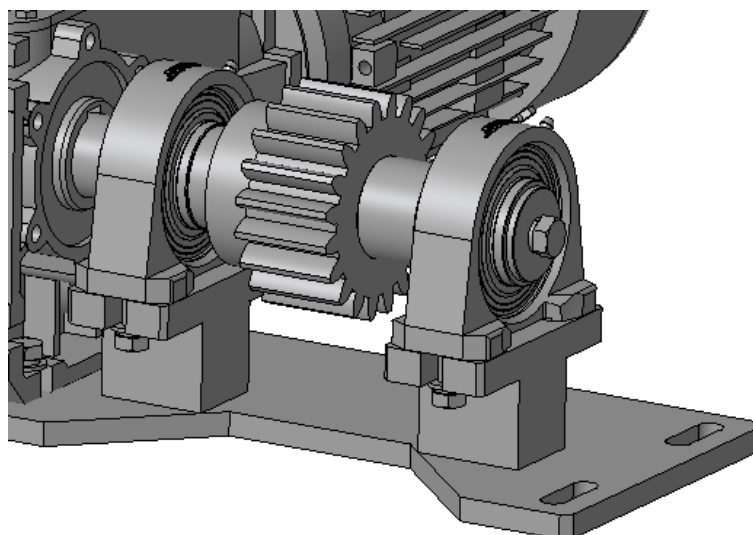
6.6 Návrh ložisek

Hřídel bude uložena ve dvou ložiskových jednotkách SYFJ 40 TF s kuličkovými ložisky YAR 208-2F od fy SKF [16].



Dimensions													Basic load ratings	Fatigue load limit	Limiting speed with shaft tolerance h6	Designation
d	A	A ₁	B	H	H ₁	H ₂	J	L	G	G ₁	s ₁		dynamic C	static C ₀	P _u	Bearing unit
mm													kN	kN	r/min	–
40	48	30	49,2	99	49,2	–	88,9	116	M12	20	30,2		30,7	19	0,8	4 800 SYF 40 TF

Obr. 27 Rozměry vybraného ložiska [16]



Obr. 28 Uložení hřídele v ložiskách

Výpočet životnosti ložiska YAR 208-2F jsem provedl dle online kalkulačky na webových stránkách firmy SKF [16].

Bearing rating life : YAR 208-2F
—

Input parameters

F_r Radial load	1.912 kN
F_a Axial load	0.696 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	95 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	40 °C
η_c specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	Normal cleanliness (e.g. shielded bearing)
Grease used in the bearing	VT307
Viscosity at 40 °C	190.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	15.0 mm ² /s

Obr. 29 Vstupní hodnoty pro výpočet životnosti ložiska [16]

Result

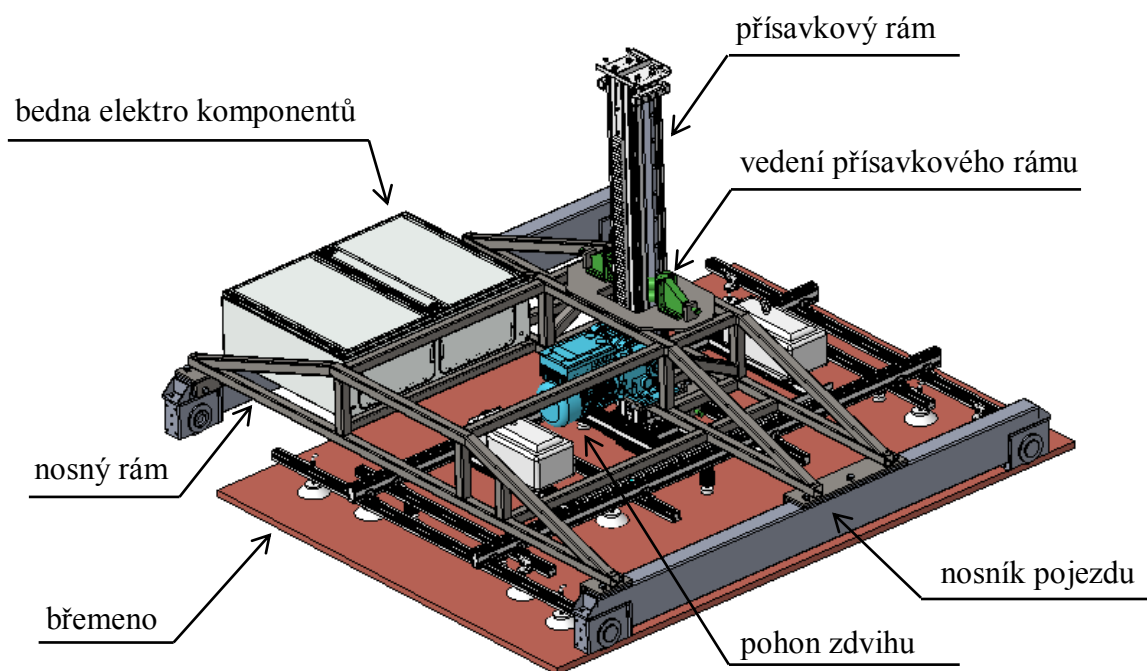
L_{10mh} SKF rating life	>1000000 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a_{SKF}	7.49
κ Viscosity ratio	1.61
P Equivalent dynamic bearing load	2.01 kN
η_c Factor for contamination level	0.4
v_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	117.9 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life	625100 hour
C/P Load ratio	15.3

Obr. 30 Výsledek výpočtu životnosti ložiska [16]

Životnost zvolených ložisek je 625 100 hodin a pro navrženou aplikaci vyhovující.

7 Konstrukční návrh nosného rámu

Konstrukce manipulátoru je tvořena svařencem nosného rámu, který je přišroubován pomocí 22 ks šroubů M16x30 na podélné nosníky pojezdu ve vodorovném směru. Kromě vlastní hmotnosti je svařenec rámu zatížen hmotností přísavkového rámu a břemene, dále hmotností pohonu manipulátoru, vedením přísavkového rámu a také hmotností bedny pro elektro komponenty.

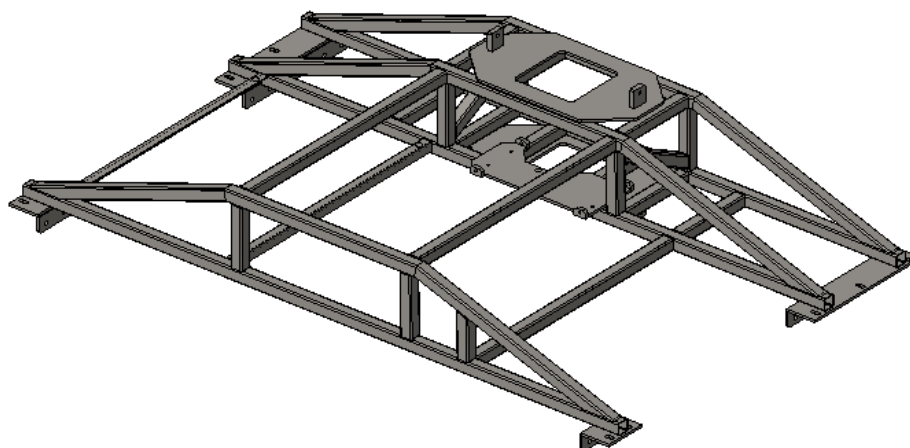


Obr. 31 Konstrukční návrh nosného rámu

7.1 Návrh nosného rámu

Nosný rám je svařenec složený z dutých čtvercových profilů 50x50x3 a profilu L 40x40x4 pro uložení bedny elektro komponentů. Dále v místech pro uchycení na nosník pojezdu pro uložení vedení přísavkového rámu a pro uložení pohonu manipulátoru jsou použity desky o tloušťce 10 mm. U všech polotovarů je použit materiál běžné konstrukční oceli za tepla válcované s minimální mezi pevnosti $R_m = 345 \text{ MPa}$ a minimální mezi kluzu $R_e = 210 \text{ MPa}$.

Tvar svařence nosného rámu je znázorněn na obr. 32 a jednotlivé díly svařence jsou svařeny oboustranně svarem o velikosti 3 mm.

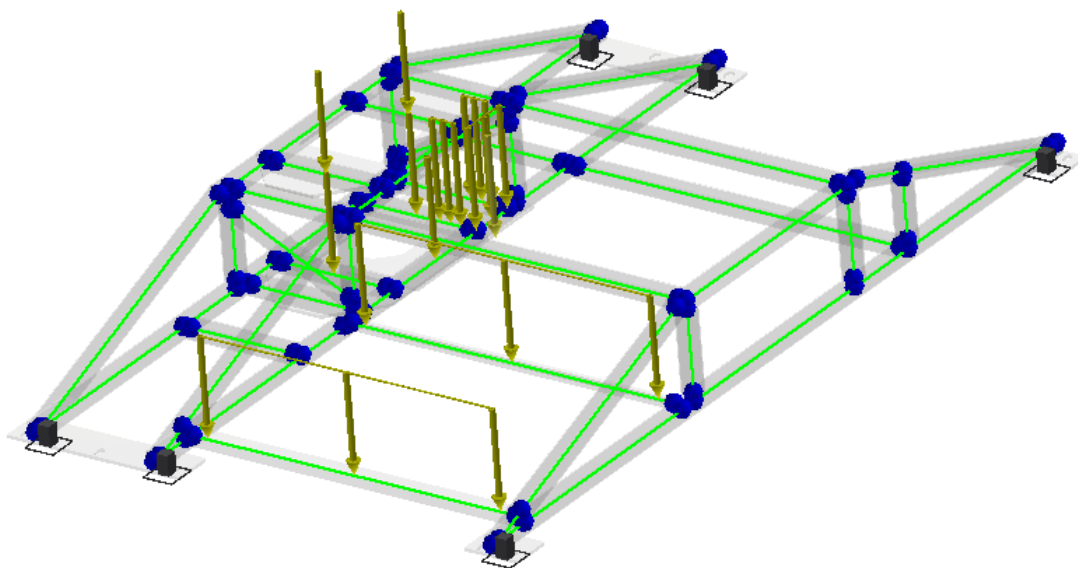


Obr. 32 Nosný rám - svařenec

7.2 Pevnostní kontrola nosného rámu

Výpočet jsem provedl pomocí analýzy rámových konstrukcí v programu Autodesk Inventor 2017, kde jsem použil okrajové podmínky (vazby a zatížení) podle obr. 33.

Nosník pojezdu jsem zkontroloval z pohledu maximálního působícího napětí a maximálního průhybu.

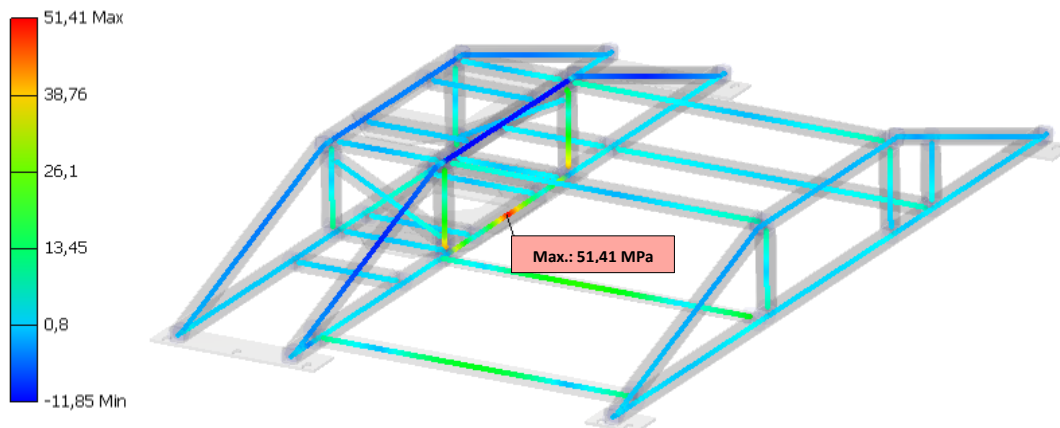


Obr. 33 Okrajové podmínky pevnostní analýzy nosného rámu

Do zatížení nosného rámu jsem promítnul jednotlivé hodnoty zatěžujících prvků. U přísavkového rámu včetně břemene tato hodnota činí 4 220 N, zatížení od pohonu je max. 600 N, zatížení od kladek pro vedení přísavkového rámu je 4 x 100 N a zatížení od bedny pro elektro komponenty je 1000 N.

- **Výpočet maximálního napětí působící na nosný rám**

Typ: Normálové napětí Smax
Jednotky: MPa
6. 4. 2020, 9:39:08

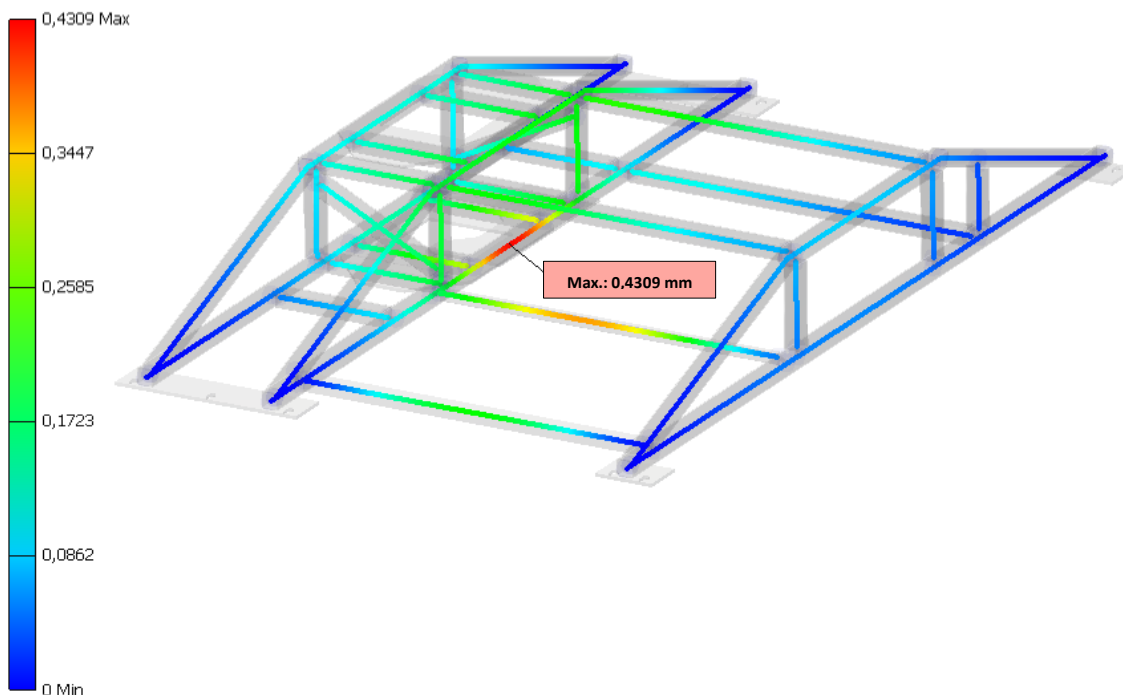


Obr. 34 Výsledek působení max. napětí u nosného rámu

Dle výsledku pevnostní analýzy je maximální působící napětí 51,41 MPa, což je v porovnání s mezí kluzu daného materiálu, který je okolo 210 MPa, nízká hodnota a pro zadanou aplikaci vyhovující. Podle barevného spektra působí největší napětí v místě, kde je uložen pohon manipulátoru, na který je přenášeno působení zatěžující síly přísavkového rámu.

- **Výpočet maximálního průhybu nosného rámu**

Typ: Posunutí
Jednotky: mm
6. 4. 2020, 10:09:15

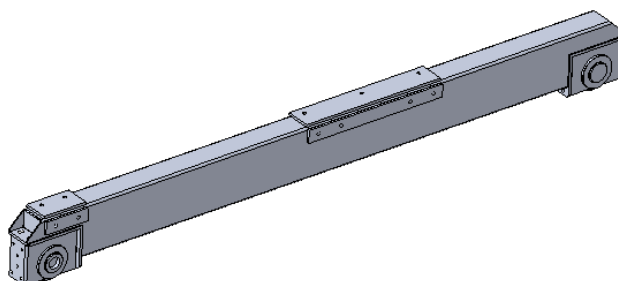


Obr. 35 Výsledek max. průhybu u nosného rámu

Dle výsledku pevnostní analýzy je maximální průhyb 0,43 mm, a to je opět poměrně nízká hodnota, která je pro zadanou aplikaci vyhovující. Podle barevného spektra je největší průhyb opět v místě, kde je uložen pohon manipulátoru, na který je přenášeno působení zatěžující síly přísavkového rámu.

7.3 Návrh nosníku pojezdu

Nosník pojezdu je tvořen dutým profilem 200x100x4, na kterém jsou navařeny výztužné desky o tloušťce 10 mm pro uchycení nosného rámu a také na každém konci k uchycení pojezdových kladek. U všech polotovarů je použit materiál běžné konstrukční oceli za tepla válcované s minimální mezi pevnosti $R_m = 345 \text{ MPa}$ a minimální mezi kluzu $R_e = 210 \text{ MPa}$.

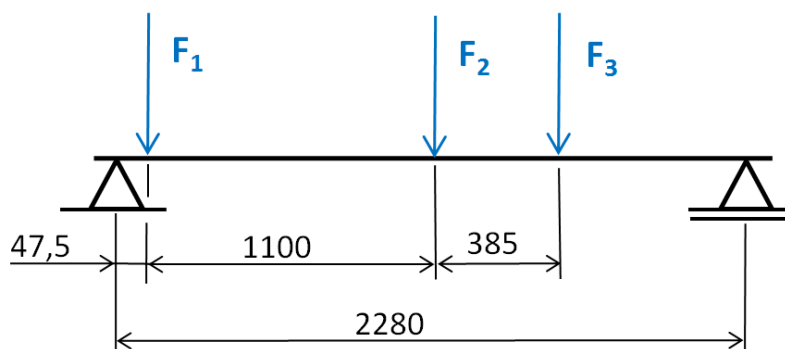


Obr. 36 Konstrukční návrh nosníku pojezdu

7.4 Pevnostní kontrola nosníku pojezdu

Nosník pojezdu zkontroluji z pohledu max. působícího napětí a max. průhybu.

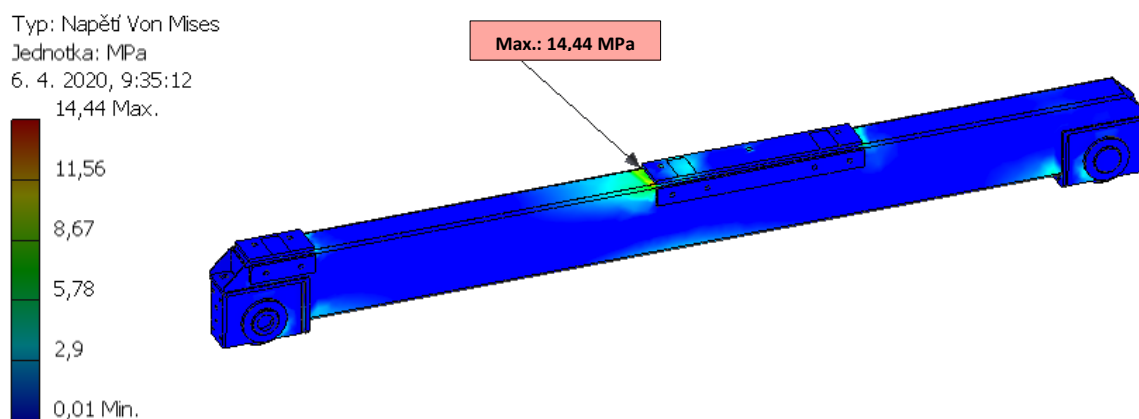
Zatížení nosníku pojezdu od nosného rámu jsem odečetl z výsledků pevnostní analýzy nosného rámu, kde působící síly jsou $F_1 = 795 \text{ N}$, $F_2 = 2310 \text{ N}$ a $F_3 = 880 \text{ N}$. Rozložení sil na nosníku pojezdu je znázorněno na obr. 37.



Obr. 37 Zatížení nosníku pojezdu

Výpočet jsem provedl pomocí simulace statické pevnostní analýzy v programu Autodesk Inventor 2017, kde jsem použil okrajové podmínky (vazby a zatížení) podle obr. 37.

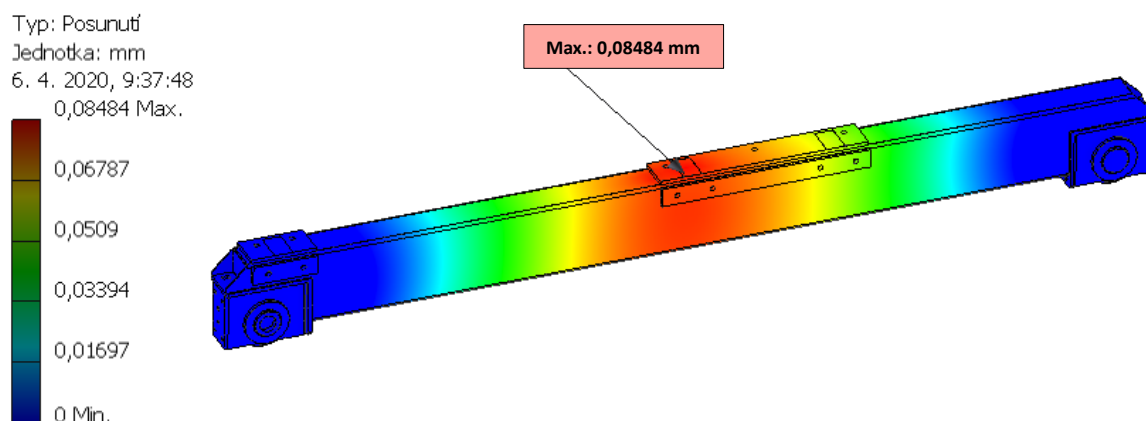
- **Výpočet maximálního napětí působící na nosník pojezdu**



Obr. 38 Výsledek působení max. napětí u nosníku pojezdu

Dle výsledku pevnostní analýzy je maximální působící napětí 14,44 MPa, což je v porovnání s mezí kluzu daného materiálu, který je okolo 210 MPa, velmi nízká hodnota a pro zadanou aplikaci vyhovující. Podle barevného spektra působí největší napětí v místě, kde končí výztužná deska pro uložení nosného rámu.

- **Výpočet maximálního průhybu nosníku pojezdu**



Obr. 39 Výsledek max. průhybu nosníku pojezdu

Dle výsledku pevnostní analýzy je maximální průhyb 0,085 mm, a to je opět velmi nízká hodnota, která je pro zadanou aplikaci vyhovující. Podle barevného spektra působí největší napětí v místě uložení nosného rámu pod druhým příčným.

8 Závěr

Dle zadání a stanovení cílů vytyčených v úvodu jsem provedl projekčně konstrukční návrh mechanismu pro zdvih břemene u dvouosého manipulátoru.

V první části této práce jsem zhodnotil stav manipulační techniky, po které postupně následoval přehled používaných pohonů, motorů, mechanismů a výběr optimálního řešení dle zadaných parametrů.

V druhé části jsem provedl konstrukční návrh celého pohonu zdvihu. Nejdříve jsem navrhl a početně zkontroloval vedení pro přísavkový rám a vypočítal potřebné parametry pro výběr pohonu. Podle nich jsem pak vybral motor s převodovkou od fy LENZE a následně početně překontroloval a ověřil tím vhodnost jeho použití pro tuto aplikaci. Pevnostním výpočtem jsem také zkontroloval vhodnost zvolené velikosti pastorku a hřebene. Dále jsem ověřil pevnostním výpočtem průměr hřídele pastorku a jeho uložení v ložiskách, a vhodné ložiska poté navrhl.

Ve třetí části jsem provedl konstrukční návrh nosného rámu a jeho pevnostní kontrolu podle simulace statické analýzy rámových konstrukcí v programu Inventor 2017. Také jsem zkontroloval pevnost nosníku pojezdu, na který je nosný rám upevněn. Toto jsem také ověřil pomocí simulace statické pevnostní analýzy v programu Inventor 2017.

Všechny kontrolní a pevnostní výpočty jsou vyhovující a splňují zadané podmínky.

Projekční výkres uzlu zdvihu a výrobní výkres nosného rámu dvouosého manipulátoru jsou součástí přílohy.

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za odborné vedení a konzultační činnost při zpracování bakalářské práce.

Dále bych rád poděkoval panu Ing. Karlu Lisníkovi za možnost vypracování bakalářské práce pro firmu D A S spol. s r. o., výbornou spolupráci a za poskytnutí podkladů a podpory při zpracování mé bakalářské práce.

A na závěr patří velké poděkování mé rodině a především mé ženě a dětem za podporu a trpělivost.

9 Seznam použité literatury

- [1] *D A S spol. s r. o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://www.dasfm.cz/cz/o-spolecnosti/o-nas.html>
- [2] CHVÁLA, Břetislav, Robert MATIČKA a Jaroslav TALÁCKO. *Průmyslové roboty a manipulátory*. Praha: SNTL, 1990. ISBN 80-03-00361-X.
- [3] MATIČKA, Robert a Jaroslav TALÁCKO. *Mechanismy manipulátorů a průmyslových robotů*. Praha: SNTL, 1980.
- [4] TALÁCKO, Jaroslav a Robert MATIČKA. *Konstrukce průmyslových robotů a manipulátorů*. Praha: České vysoké učení technické, 1995. ISBN 80-01-01291-3.
- [5] ROUBÍČEK, Ota. *Elektrické motory a pohony: příručka techniky, volby a užití vybraných druhů*. Praha: BEN - technická literatura, 2004. ISBN 80-7300-092-X.
- [6] *CNC Technology, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://cnctech.cz/podavace-tyci/podavac-tyci-spacesaver-2220/>
- [7] *Advanced Manipulator Specialists, Inc.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://www.advancedmanipulator.com/manipulator-arms-balancers.html>
- [8] *Formetal s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://www.formetal.cz/manipulatory-plochych-predmetu-rady-vt>
- [9] *AWAS s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://awas-ba.sk/produkty/avm-automation/pneumaticke-manipulatory/>
- [10] *ZTS VVÚ KOŠICE, a. s.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<http://www.ztsvvu.eu/?id=50&ni=23>
- [11] *Lenze, s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: <https://www.lenze.com/cs-cz/>
- [12] *RAVEO s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://www.raveo.cz/stejnosemny-motor-EC>
- [13] *NORD-Poháněcí technika, s. r. o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
https://www.nord.com/cms/cz/product_catalogue/motors/synchron_motors/pgop_syn_chron_motors.jsp
- [14] *Nema 23 Krokový Motor* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://cnclab.cz/produkt/nema-23-krokovy-motor-4-2a-3-78v/>

- [15] *HIWIN s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-osy/osy-s-linearnim-motorem/linearni-osy-lmu/112_linearni-osa-lmu250
- [16] *SKF Group* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://www.skf.com/cz/support/engineering-tools/bearing-select>
- [17] *RAVEO s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<http://www.ozubene-hrebeny.cz/>
- [18] *FB commercial* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://techniekgids.nl/techniekgids/kettingaandrijvingen/>
- [19] *BETZ s.r.o.* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://www.betz.cz/zimm/zdvihaci-prevodovky.html>
- [20] *Nadella group* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z:
<https://www.nadella.com/products/linear-guides>
- [21] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [22] KRÁL, Stanislav. *Návrh metodiky pro volbu základních komponent lineárních os obráběcího stroje* [online]. Brno, 2012 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z:
<http://hdl.handle.net/11012/10750>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Michal Holub.
- [23] BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec, 2006 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z:
http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf. Výukový text. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů.
- [24] ŠTOL, Michal. *Konstrukční návrh 3-osého manipulátoru* [online]. Brno, 2011 [cit. 2020-05-11]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/3887>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Michal Holub.
- [25] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.

10 Seznam příloh

Příloha A	Výkresová dokumentace A1 BP_000_MAN_120KG - Uzel zdvihu manipulátoru
Příloha B	Výkresová dokumentace A1 BP_010_000 - Nosný rám – svařenec
Příloha C	Datový nosič CD-ROM